



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH NOSIČE ZADNÍHO KOLA FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT REAR WHEEL CARRIER DESIGN

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Míša

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2018

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: Jiří Miša  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: Ing. Pavel Ramík  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Návrh nosiče zadního kola Formule Student

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Naplní práce je vytvoření konstrukčního návrhu nosiče zadního kola vozidla Formule Student s využitím topologické optimalizace.

#### Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši konstrukčního provedení nosičů kol (těhlic) se zaměřením na formulové vozy.

Sestavit simulační model pro použití topologické optimalizace při konstrukčním návrhu zadní těhlice vozidla Formule Student.

S použitím topologické optimalizace navrhnout případné úpravy konstrukce těhlice. Postup podle potřeby opakovat.

Začlenit navrženou konstrukci těhlice do celkové sestavy vozidla.

Vyslovit se k dosaženým výsledkům a k vhodnosti navržené konstrukce pro použití u nové generace závodního vozidla.

#### Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

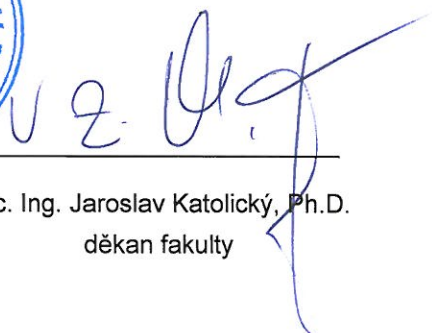
KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato práce se bude zabývat konstrukcí nosiče zadního kola studentské formule s využitím topologické optimalizace. Cílem je dosáhnout vyšší tuhosti s minimálním hmotnostním rozdílem oproti ložiskému modelu. Součástí práce je i návrh horní příruby, pro změnu odklonu kola.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Těhlice, příruba, Formula Student, D7, D8, optimalizace, jízdní stavy, model, MKP

## ABSTRACT

This bachelor thesis is about construction rear upright of Formula Student car using topology optimization. The goal is to achieve higher stiffness with a minimum weight difference compared to last model. Part of this thesis is also a design of the upper flange for changing the wheel camber.

## KEYWORDS

Upright, flange, Formula Student, D7, D8, optimization, ride states, model, FEM

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MÍŠA, J. *Návrh nosiče zadního kola Formula Student*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Jiří Míša

## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat mé rodině a nejbližším, kteří při mně stáli a plně mě podporovali ve studiu a zároveň mi umožnili věnovat se projektu Formula Student, díky kterému vznikla tato práce.

Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Pavlu Ramíkovi, který mě ochotně vedl a mohl jsem se na něj kdykoliv obrátit.

Na závěr děkuji celému týmu TU Brno Racing, který mě přijal a poskytl mi možnost pracovat na zajímavých projektech.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Uložení kol vozidel.....	11
1.1 Technická řešení v motorsportu.....	12
1.1.1 Těhlice pro okruhové vozy .....	12
1.1.2 Těhlice pro soutěžní vozy rally .....	13
1.2 Uložení kol pro studentské formule.....	13
1.2.1 Svařované těhlice.....	14
1.2.2 Frézované těhlice.....	15
1.2.3 Odlévané těhlice .....	16
1.2.4 Kompozitové těhlice.....	16
1.2.5 Těhlice vyrobené aditivní technologií .....	17
2 Konstrukční návrh těhlice pro D8 .....	18
2.1 Vlastní přístup.....	18
2.2 Volba materiálu.....	18
2.3 Změna kinematiky .....	19
2.4 Výpočet silového působení na uložení zadního kola.....	20
2.4.1 Akcelerace .....	21
2.4.2 Brzdění .....	22
2.4.3 Průjezd zatáčkou.....	24
2.4.4 bump .....	25
2.5 Uložení pohyblivých členů .....	26
2.5.1 Uložení náboje.....	26
2.5.2 Uložení horního a spodního bodu těhlice .....	26
2.6 Příprava CAD modelu .....	27
2.7 Okrajové podmínky a nastavení optimalizace .....	28
2.7.1 Okrajové podmínky .....	28
2.7.2 Nastavení řešiče optimalizace .....	34
2.8 Přemodelování výsledného optimalizovaného tvaru .....	39
2.9 Opětovné zatížení .....	40
2.9.1 Příprava geometrie.....	40
2.9.2 Nastavení sítě.....	40
2.9.3 Volba kontaktů .....	41
2.9.4 Nastavení okrajových podmínek .....	42
2.9.5 Porovnání jednotlivých verzí.....	43
2.9.6 Výsledky ze statických simulací metody konečných prvků.....	45



3	Konstrukční návrh příruby pro D8 .....	59
3.1	Volba materiálu.....	59
3.2	Působení sil.....	59
3.2.1	Akcelerace .....	59
3.2.2	Brzdění .....	60
3.2.3	Průjezd zatáčkou.....	60
3.2.4	Bump .....	61
3.3	Model a okrajové podmínky pro topologickou optimalizaci.....	61
3.4	Nastavení řešiče optimalizace.....	63
3.5	Výsledky optimalizace dílu .....	63
3.6	Přemodelování výsledného optimalizovaného tvaru .....	64
3.6.1	Výsledný model příruby .....	64
3.7	Opětovné zatížení .....	65
3.7.1	Okrajové podmínky pro zatížení příruby - akcelerace .....	65
3.7.2	Výsledky ze statických simulací metody konečných prvků.....	66
4	Porovnání dosažených výsledků.....	76
5	Začlenění do celkové sestavy vozidla .....	77
5.1	Kritická místa.....	78
	Závěr.....	80
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	84

## ÚVOD

Soutěž Formula Student je projekt určený výhradně pro university a jejich studenty z celého světa. Historie soutěže sahá až do roku 1981 v USA, kde jistý Ron Matthews spolu se svými společníky představili projekt Formula SAE několika univerzitám. Pouze čtyři z nich jejich prezentace oslovila a na základě zadaných pravidel postavily své monoposty. Soutěž měla úspěch a pozvolna se rozšiřovala po Severní Americe. V roce 1998 vstoupila do Evropy a postupně do celého světa, včetně Asie a Oceánie. V současné době se závody konají jak v USA, tak v Evropě, Asii nebo Austrálii. Mezi nejprestižnější závody světa patří, neoficiálně označován jako mistrovství světa, největší závod v německém Hockenheimu, kde se setká více jak 100 týmů universit, a dále pak v Británii na okruhu Silverstone. [1]

Cílem soutěže pro studenty je postavit každým rokem nové vozidlo s výraznou změnou na rámu. Týmy účastníci se takového projektu jezdí na závody po celém světě a porovnávají zde své síly s ostatními. Soutěž je rozdělena do tří kategorií. První jsou monoposty se spalovacími motory, dále pak monoposty s elektrickým pohonem a akumulátory a od loňského roku nově vozy driveless, tedy vozy, které jsou schopny účastnit se disciplín bez zásahu člověka. V loňském roce se v kategorii spalovacích vozů, kde účinkuje náš brněnský tým TU Brno Racing, zúčastnilo necelých 560 týmů, v kategorii elektrických vozů necelých 140 týmů a v kategorii driveless kolem 15 týmů. [2]



*Obr. 1 Formula Student Germany [3]*

## 1 ULOŽENÍ KOL VOZIDEL

Sestava uložení předního i zadního kola spadá do podvozkové části vozidla. Sestava uložení kol je v přímém kontaktu s vozovkou, a tak se přes ni přenáší síly na ramena a dále pak na karosérii nebo rám vozidla. V celkové sestavě je uložen brzdový třmen spolu s brzdovým kotoučem, nosič kola (dále jen těhlice), ve které je nalisován na ložiscích náboj, disk a na něm nazutá pneumatika. [4]



*Obr. 2 Uložení zadního kola Lamborghini Aventador [5]*

Jedná se o neodpruženou hmotu vozidla, a proto je zde kladen velký důraz ke snížení hmotnosti, ať už se jedná o osobní automobil nebo závodní speciál. Zároveň však obsahuje poměrně složité komponenty, na které vlivem jejich začlenění na vozidle působí mnoho silových a momentových účinků během jízdy. Proto je zde i potřeba myslet na vysokou tuhost a odolnost, které jsou mnohdy podceňovány na úkor snížení hmotnosti. To ovšem není správná cesta, neboť v minulosti našeho týmu jsme vyvinuli komponenty uložení kol sice velice lehké, ale zároveň nedosahovaly takové tuhosti, jakou by řidiči potřebovali, anebo selhaly z důvodu únavy materiálu vlivem silového působení během jízdy. Závěrem tedy plyne, že konstruktér se v takové situaci nesmí zaměřovat pouze na jeden aspekt, ale dívat se na celou úlohu souhrnně. [6]

Nutno podotknout, že konstruktér jako takový přímo nerozhoduje o tzv. kinematických bodech, jenž definují hlavní tvar těhlice. Avšak jak je známo, je potřeba aby jednotlivé sekce ve vývoji spolu komunikovaly a dosáhly tak společného řešení. Ne vždy však řešení konstruktéra musí vyhovovat expertovi na jízdní dynamiku a obráceně.



## 1.1 TECHNICKÁ ŘEŠENÍ V MOTORSPORTU

V raných dobách motorismu byly samotné těhlice jak v osobních automobilech, tak i v závodních speciálech, převážně odlitky z oceli. S postupem času a objevení nových materiálů a technologií najdeme díly vyrobené z různých slitin až už z hliníku nebo dokonce hořčíku, které využívaly převážně vozy Formule 1. Na závodních monopostech se neustále provádí změny v nastavení geometrie, oproti osobním automobilům, a tím pádem jsou k tomu upravené i jejich komponenty. Hlavním rozdílem těhlic využívaných v motorsportu a těmi v osobních automobilech je vrchní uložení ramen, popřípadě tlumiče u zavěšení typu Macpherson. Spojení těchto komponentů je uzpůsobené tak, aby byla zajištěna rychlá změna odklonu kol. Konstrukční návrh se odráží od podmínek provozu, neboť nároky na podvozkové komponenty u rallyových vozů budou rozdílné oproti vozům okruhovým.

### 1.1.1 TĚHLICE PRO OKRUHOVÉ VOZY

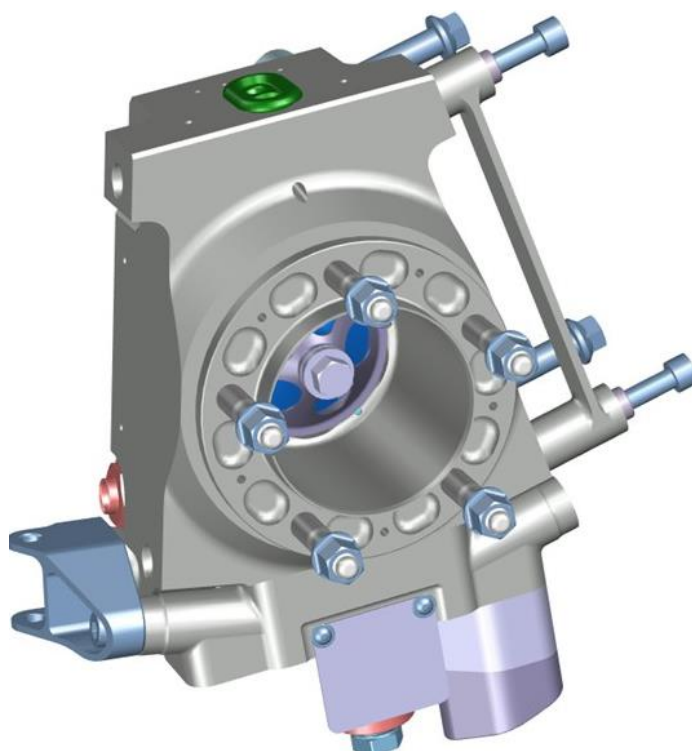
Okruhové vozy jezdí po zpevněném, hladkém povrchu na okruhu a díky tomu jsou schopny vyvinout vysoké podélné přetížení vlivem rychlé akcelerace a prudkého brzdění, nebo příčné zrychlení v zatáčkách. Od toho se odvíjí i návrh uložení kol. Ložiska nábojů mají velké průměry pro zvýšení tuhosti v zatáčkách, je kladen velký nárok na bezpečnost během brzdění a zároveň musí být celá sestava také lehká. V motorsportu jako takovém jsou však pevně daná pravidla, která často drží konstruktéry zkrátka. Příkladem mohou být závody F1, kdy na spoustu komponentů jsou materiálové limity, aby se výroba už tak finančně náročného projektu nedostala příliš vysoko. [7]



*Obr. 3 Těhlice vozu Formule 1 McLaren MP4-30 [8]*

### 1.1.2 TĚHLICE PRO SOUTĚŽNÍ VOZY RALLY

Soutěžní vozy určené pro rally závody jsou rozděleny do různých výkonnostních skupin. Od toho se i odvíjí návrh uložení kol. Nižší kategorie třídy A nebo třídy R1 vychází z osobních automobilů. Ovšem ve vyšších kategoriích jsou komponenty více namáhány a zároveň závodníci ocení možnosti nastavení podvozku, proto jsou tomu komponenty uzpůsobeny. V rally se podmínky vozovky často mění a jezdí se prakticky na každém povrchu, jaký lze na naší planetě najít. Od sněhu až po tzv. šotolinu, tedy nezpevněnou trať posetou malými kameny. Proto mají vozy pro každý typ tratě jiné komponenty. Například na šotolině vozy nepotřebují tak velké brzdy, jako na asfalt a je tak nevýhodné vozit zbytečnou hmotnost navíc, zároveň jsou komponenty více namáhány na otřesy a tryskány prachem a kameny.

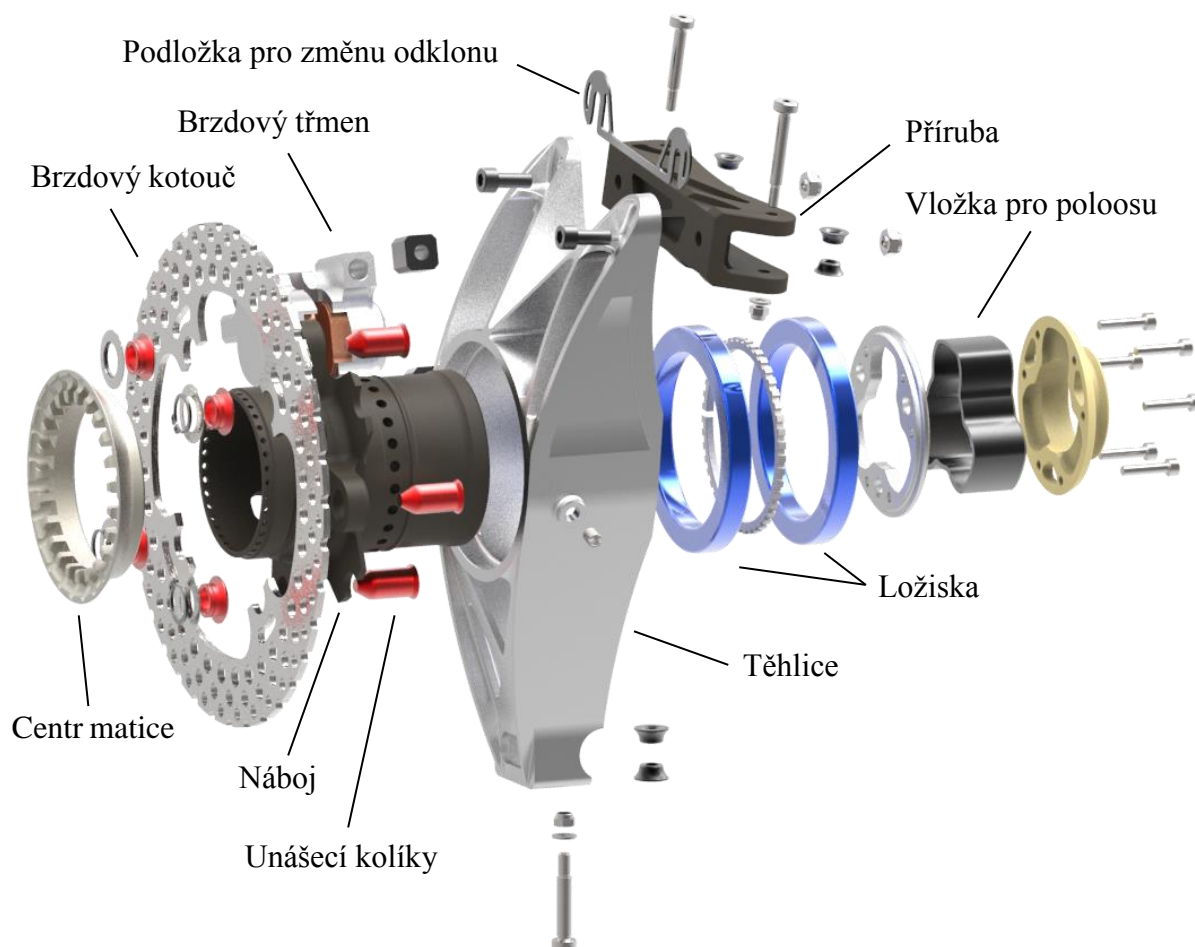


*Obr. 4 Těhlice pro vůz Citroën DS3 R5 [9]*

## 1.2 ULOŽENÍ KOL PRO STUDENTSKÉ FORMULE

Jak již bylo řečeno, v soutěži Formula Student není limit na hmotnost vozidla a právě proto je zde velice obtížné najít správný kompromis mezi hmotností a tuhostí součástí. Konstruktor je dále limitován v mnoha aspektech, k těm nejvýznamnějším patří: typy spojovacího materiálu (šrouby, matice, atd.), vnitřní rozměry kol vozidla a samozřejmě rozpočet. Ten se výrazně podepisuje na způsobu výroby těhlice, tím pádem i celkového tvaru dílu. V soutěži se využívá hned několik způsobů výroby, od zcela běžného typu frézování až po nekonvenční metody jako jsou kompozitové, nebo využití aditivních technologií, viz dále.

Nutno podotknout, že monoposty mají životnost dosahující maximálně 1 000 km. Přičemž na jednotlivých soutěžích je auto schopno najezdit do 100 km, neboť nejdelší vytrvalostní závod má pouze 22 km. Ano, pro běžné osobní automobily jsou tyto hodnoty směšné, ovšem nutno dodat, že dané kilometry jsou ježděny v ostrém režimu a formulové vozy jsou prototypy, které vznikají nově vždy pro daný rok. A tyto argumenty se obzvláště podepisují na přístupu ke konstrukci všech dílů na voze, čítající i těhlice.



Obr. 5 Sestava uložení zadního kola vozu Dragon 7

Velkým problémem u týmů je převážně poddimenzování součástí, kdy dojde ke zničení vlivem únavy materiálu. Nejčastěji se tak děje na přední nápravě, kdy konstruktér nedá velký důraz na namáhání způsobené brzděním. Taková chyba může stát tým celoroční práci a úsilí.

### 1.2.1 SVAŘOVANÉ TĚHLICE

Svařované těhlice jsou běžně vidět i v motorsportu, jako jsou soutěže rally. Studentské týmy využívají tento způsob výroby převážně z finančního důvodu, neboť se jedná o nejlevnější variantu. Těhlice mohou disponovat vyšší tuhostí, pokud se jedná o ocelový svařenec. Nevýhodou je však poměrně vyšší hmotnost odvíjející se z rozdílů hustoty ocel/slitina hliníku, nebo složitá a zdlouhavá výroba, vyžadující přípravky pro svařování nebo následné tepelné zpracování k odstranění vnitřního pnutí způsobené svařováním.



*Obr. 6 Náhradní svařovaná přední těhlice pro vůz Dragon 5*

### 1.2.2 FRÉZOVANÉ TĚHLICE

Způsob výroby frézováním patří k nejrozšířenějším v týmech. Lze využít vysokopevnostní slitiny hliníku, jako jsou dural a certal, nebo dokonce slitiny hořčíku, jejichž výhoda vyplývá z vysokých mechanických vlastností spolu s markantně nižší hustotou materiálu oproti oceli. Samotná výroba je také oproti ostatním metodám snazší a to především proto, že není potřeba více technologických procesů. Během návrhu je však potřeba neustále kontrolovat, zda model neobsahuje geometrii, která je na frézovacím stroji nevyrobitelná, popřípadě se řádně zamyslet a nedělat zbytečně složité tvary komplikující výrobu. A od toho se odvíjí jejich velká nevýhoda, kterou je cena samotné výroby, jenž se může vyšplhat až do desítek tisíc korun.



*Obr. 7 Zadní těhlice frézovaná pro vůz Dragon 7*



### 1.2.3 ODLÉVANÉ TĚHLICE

Ne často viditelné jsou těhlice vyrobené pomocí lití ze slitin hliníku, popřípadě slitin hořčíku. Výroba takto složitých dílů je poměrně náročná a to jak technologicky, tak časově. Přesto se však najdou i týmy, které takovou metodu preferují a mají s ní dlouholeté zkušenosti. V týmu TU Brno Racing byla použita právě taková metoda pouze na voze Dragon 2 pro zadní pár.



*Obr. 8 Odlévaná těhlice týmu Racetech Freiberg [10]*

### 1.2.4 KOMPOZITOVÉ TĚHLICE

Velice raritní metodou výroby je využití laminování kompozitových dílů. U takových dílů je možné těžit hlavně z nízké hmotnosti a využití mechanických vlastností tkanin v různých směrech. Avšak výroba a cena mohou, například oproti frézovaným, být značně vyšší a náročnější. Je potřeba výroby vlastních forem, zdlouhavého laminování, využití dražších tkanin typu prepreg a vytvrzení je nutno provést ve speciálních autoklávech. Týmy, které doposud experimentovaly s takovou metodou, jsou TU Graz Racing Team z Rakouska a Sapienza Corse z Itálie.



*Obr. 9 Kompozitová těhlice týmu TU Graz [10]*



### 1.2.5 TĚHLICE VYROBENÉ ADITIVNÍ TECHNOLOGIÍ

Výroba těhlic pomocí aditivní technologie se postupem času více rozšiřuje mezi jednotlivými týmy. Princip spočívá ve spékání jednotlivých vrstev nanášeného prášku kovu do finálního tvaru. V dnešní době lze k výrobě využít širokou paletu druhů ať už železných nebo neželezných kovů. Ve spojení s využitím topologické optimalizace se jedná o velice důmyslné komponenty. Velkou výhodou je použití materiálu jen tam, kde je to jen nezbytně nutné, s minimálním ohledem náročnosti na geometrii. Avšak samotná cena a technologie výroby jsou velkou nevýhodou. Díl je nutné vytisknout na drahém stroji, následně musí díl projít tepelným zpracováním ke snížení vnitřního pnutí a následně je poté nutné obrobit funkční plochy.



*Obr. 10 Zadní těhlice vyrobená aditivní technologií pro vůz Dragon 8 po obrobení funkčních ploch*

## 2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TĚHLICE PRO D8

### 2.1 VLASTNÍ PŘÍSTUP

Tým doposud využíval nejběžnější způsob výroby, a to frézování, s kterým se vázala jistá omezení, jak již bylo řečeno. Jelikož se tým neustále vyvíjí a vozy spolu s ním, bylo potřeba posunout hranice a možnosti spolu s komponenty jako jsou například těhlice. Proto jsem se začal zabývat využitím aditivní technologie výroby. Pro tým to však byly doposud neprobádané vody, a bylo potřeba osvojit si nový způsob konstrukce, materiály a proces výroby. Zároveň však docílit vyšší pečlivosti během vývoje. A v neposlední řadě, jak tomu bylo i u typu pro D7, zjednodušit servisovatelnost a urychlit změnu nastavení podvozku pro ušetření drahocenného času na testování a závodech, neboť úspora času je po celý rok sezóny alfa a omega.

### 2.2 VOLBA MATERIÁLU

Prvotní rozhodnutí, které jsem musel udělat bylo, jaký materiál vlastně použiji pro daný komponent. Dnes je již možné tisknout díly z širokého spektra kovových materiálů, ať již z železných, tak z neželezných kovů. Samotný výtisk má poměrně vysoké mechanické vlastnosti, ať už se jedná o železný kov, slitiny hliníku nebo titanu. Problémem ale je vnitřní pnutí způsobené vysokou teplotou při spékání prášku. Abychom snížili deformaci, je nutné dále výtisk tepelně zpracovat. Tepelné zpracování nám sice sníží deformace a pnutí v materiálu, zároveň nám ale snižuje mechanické vlastnosti. To však nebylo cílem této práce a orientoval jsem se deklarovanými vlastnostmi přímo od výrobců, kteří mají již odzkoušená jednotlivá nastavení tisku a samotné tepelné zpracování.

Většina týmu studentských formulí používá pro výrobu těhlice slitiny hliníku, a to především AlSi10Mg. Výhodou této slitiny je poměrně dobrá dostupnost ve firmách zabývajících se právě 3D tiskem a poměrně dobrá obrobitelnost. Na druhou stranu její velkou nevýhodou jsou poměrně nízké mechanické vlastnosti způsobené tepelným zpracováním. Ne zcela často se objevují komponenty ze slitin titanu Ti6Al4V. Takový materiál má vysoké mechanické vlastnosti, ale nevýhodou je vysoká cena, 2x vyšší hustota než u slitin z hliníku a o poznání horší obrobitelnost, která navyšuje výrobní náklady.

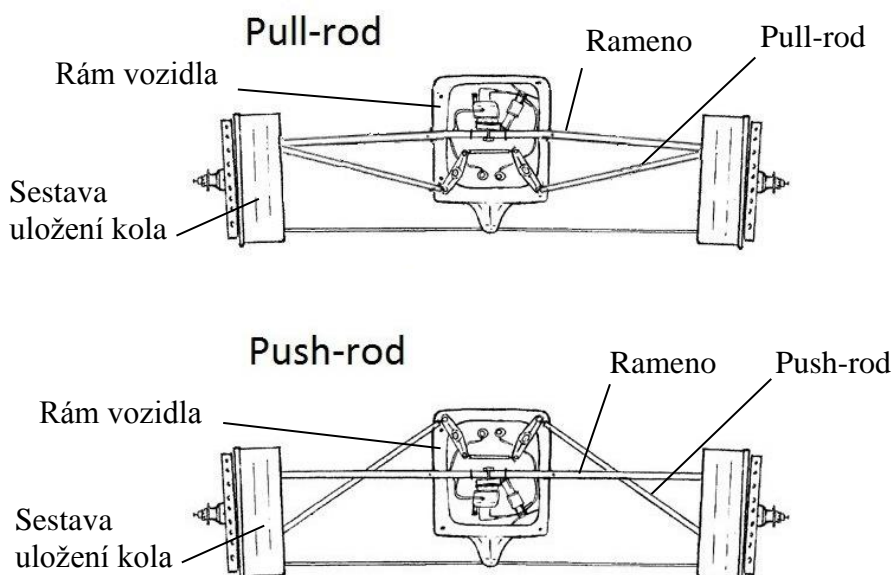
Slitiny ze železných kovů nepřipadaly v úvahu od začátku, a to z hlavního důvodu, kterým je příliš vysoká hustota materiálu, která se výrazně podepisuje na celkové hmotnosti dílu. Původním záměrem bylo pracovat s již jmenovanou slitinou titanu. V průběhu ladění okrajových podmínek modelu, kterému se budu věnovat níže, jsem s výsledky nebyl spokojen a idea o použití slitiny titanu zanikla. Velkou pomocí bylo, když v ten okamžik přišla nabídka spolupráce od firmy SLM Solutions, která měla zájem nám poskytnout novou slitinu AlMgSc. Jedná se o slitinu hliníku, která je na trhu velice krátkou dobu. Slitina sčítá výhody nízké hustoty materiálu a velice dobré mechanické vlastnosti. Nevýhodou tohoto materiálu je velmi malý rozdíl mezi mezí kluzu a mezí pevnosti, která nám napovídá, že se jedná o poměrně křehký materiál. Další nevýhodou je, jak se později ukázalo, špatná obrobitelnost.

Tab. 1 Parametry slitin vhodné pro 3D tisk [11], [12]

	SS 316L-0407	Ti6Al4V	AlSi10Mg	AlMgSc
Hustota	7990 [kg/m <sup>3</sup> ]	4410 [kg/m <sup>3</sup> ]	2680 [kg/m <sup>3</sup> ]	2670 [kg/m <sup>3</sup> ]
Modul pružnosti (XY)	197 [GPa]	116 [GPa]	78 [GPa]	70 [GPa]
Modul pružnosti (Z)	190 [GPa]	112 [GPa]	85 [GPa]	
Mez pevnosti v tahu (XY)	676 [MPa]	1026 [MPa]	361 [MPa]	490 [MPa]
Mez pevnosti v tahu (Z)	626 [MPa]	1022 [MPa]	394 [MPa]	
Mez kluzu (XY)	547 [MPa]	914 [MPa]	236 [MPa]	450 [MPa]
Mez kluzu (Z)	494 [MPa]	896 [MPa]	215 [MPa]	
Tažnost (XY)	43 [%]	19 [%]	5 [%]	8 [%]
Tažnost (Z)	35 [%]	19 [%]	5 [%]	

## 2.3 ZMĚNA KINEMATIKY

Vývoj podvozku není pouze optimalizace dílů a hledání nových exotických slitin. Velký důraz je kladen především na návrh kinematiky vozu, která se oproti předchozím vozům markantně liší. Pokud se zaměříme na změnu týkající se uložení zadního kola, jedná se o změnu polohy uchycení těhlice, tedy polohy zadního i horního bodu zavěšení a toe-rodu. Do změny oproti předchozím rokům musíme rovněž zahrnout záměnu přenosu síly od kola do tlumicí jednotky z pull-rodu na push-rod v zadní části vozidla. Tato změna zasahuje do pozdějších simulací MKP, kde ověřujeme tuhost a bezpečnost k meznímu stavu pružnosti.

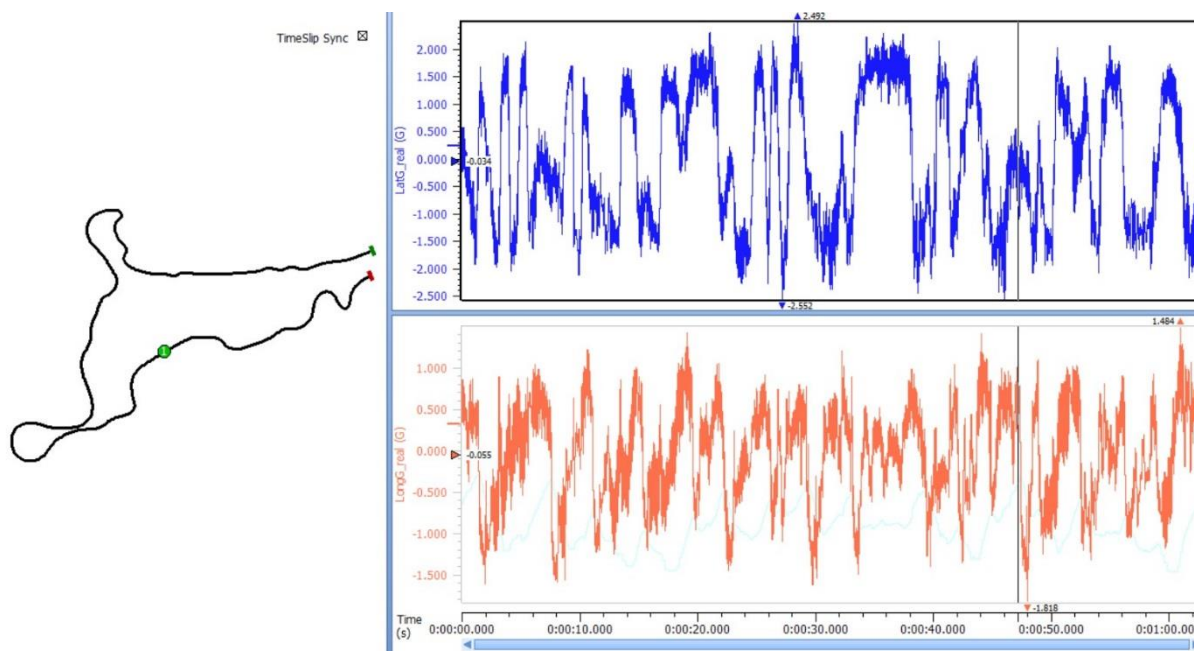


Obr. 11 Porovnání konceptu Pull-rod a Push-rod [13]

## 2.4 VÝPOČET SILOVÉHO PŮSOBENÍ NA ULOŽENÍ ZADNÍHO KOLA

Pro simulaci pomocí metody konečných prvků samotné sestavy je potřeba zjistit, jaké silové účinky působí na danou sestavu a jakých hodnot nabývají. Pro simulaci byly použity 4 jízdní stavy, které jsem vyhodnotil jako ty nejhorší, které mohou nastat. Akcelerace, brzdění, průjezd zatáčkou a pro použití v topologické optimalizaci přejezd přes velký hrb tzv. bump.

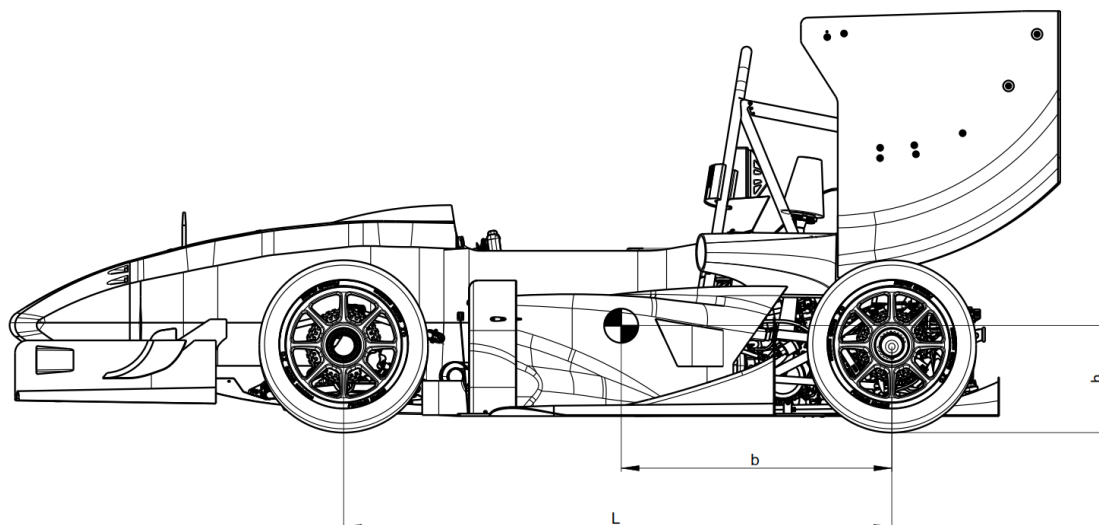
Jako vstupní hodnoty mám k dispozici hlavní rozměry auta [Tab. 2], jako jsou například jeho hmotnost spolu s řidičem, polohu těžiště, nebo hodnoty podélných a příčných přetížení, které jsme naměřili během testování v loňském roce na voze D7 pomocí akcelometru.



Obr. 12 Data příčného zrychlení ze závodu FSCZ autoX

Tab. 2 Vstupní parametry

Hmotnost vozidla s řidičem	$M$ [Kg]	240
Rozvor náprav	$L$ [mm]	1528
Vertikální poloha těžiště	$h$ [mm]	305
Vodorovná poloha těžiště	$b$ [mm]	764
Tíhové zrychlení	$g$ [ $\text{m.s}^{-2}$ ]	9,81
Podélné zrychlení při akceleraci	$A_{xa}$ [ $\text{m.s}^{-2}$ ]	$2,2 \cdot g$
Podélné zrychlení při deceleraci	$A_{xb}$ [ $\text{m.s}^{-2}$ ]	$1,6 \cdot g$
Příčné zrychlení průjezdem zatáčkou	$A_{xc}$ [ $\text{m.s}^{-2}$ ]	$3 \cdot g$
Brzdný moment na třmenu	$M_b$ [N.mm]	250 000
Dynamický koeficient tření	$\mu_d$ [ ]	0,3
Poloměr ke středu brzdového kotouče	$R_b$ [mm]	86,5
Úhel sklonu třmene vůči vodorovné ose	$\beta$ [°]	35



Obr. 13 Bokorys vozu D8

Pro výpočet silových účinků potřebuji zároveň obecně tíhu vozidla, kterou budu posléze užívat v jednotlivých jízdních stavech. Vzorec pro výpočet zní:

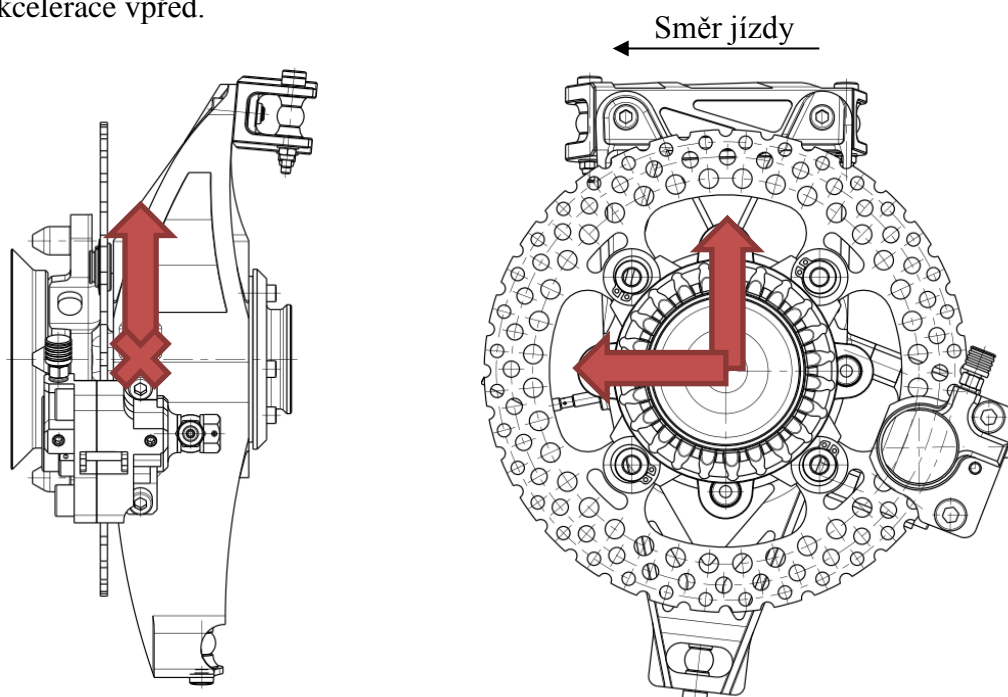
Tíha vozidla

$$W = M \cdot g$$

$$W = 240 \cdot 9,81 = 2354N$$

#### 2.4.1 AKCELERACE

Při akceleraci je zvláště namáhána zadní náprava, neboť téměř celá hmotnost auta vlivem loud transferu se přenesla na zád' vozidla. V takové situaci na sestavu uložení kola působí síla ve směru vertikálním od hmotnosti vozidla a loud transferu a ve směru podélném síla způsobená vlivem akcelerace vpřed.



Obr. 14 Grafické zobrazení působení sil na sestavu uložení zadního kola - akcelerace

Dynamické zatížení zadní nápravy při akceleraci [14]

$$Wr_a = \left( W \cdot \left( \frac{b}{L} \right) \right) + \left( W \cdot \left( \frac{h}{L} \right) \cdot \frac{Ax_a}{g} \right)$$

$$Wr_a = \left( 2354 \cdot \left( \frac{764}{1528} \right) \right) + \left( 2354 \cdot \left( \frac{305}{1528} \right) \cdot \frac{(1,6 \cdot 9,81)}{9,81} \right) = 1929N$$

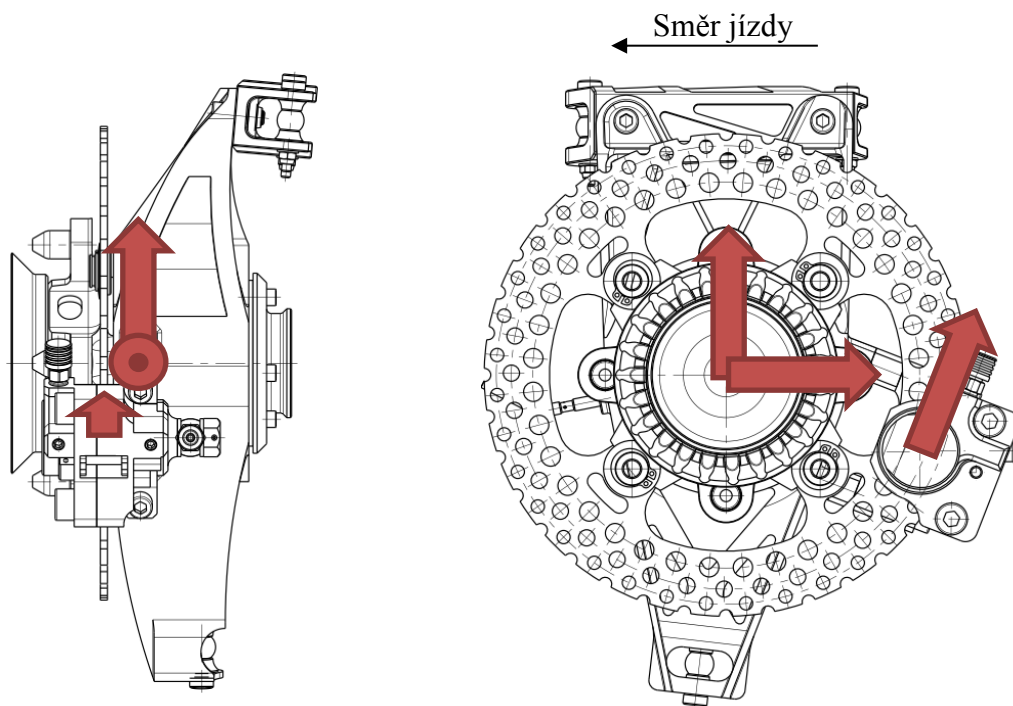
Pohonná síla ve vodorovném směru [14]

$$Fr_a = \frac{M \cdot Ax_a}{2}$$

$$Fr_a = \frac{240 \cdot (2,2 \cdot 9,81)}{2} = 1884N$$

#### 2.4.2 BRZDĚNÍ

Během brzdění je zadní náprava naopak nadlehčovaná, což vede velice často k zablokování zadních kol. Tento stav není natolik náročný na sestavu uložení kola jako je tomu na přední nápravě, avšak přesto nebezpečný neboť na sestavu působí dynamické zatížení nápravy ve vertikálním směru obdobně jako tomu bylo v minulém kroku, v podélném směru síla způsobená vlivem decelerace a k tomu brzdný moment od brzdového třmene.



Obr. 15 Grafické zobrazení působení sil na sestavu uložení zadního kola – brzdění

Dynamické zatížení zadní nápravy při brzdění [14]

$$Wr_b = \left( W \cdot \left( \frac{b}{L} \right) \right) - \left( W \cdot \left( \frac{h}{L} \right) \cdot \frac{Ax_b}{g} \right)$$

$$Wr_b = \left( 2354 \cdot \left( \frac{764}{1528} \right) \right) + \left( 2354 \cdot \left( \frac{305}{1528} \right) \cdot \frac{(2,2 \cdot 9,81)}{9,81} \right) = 143,3N$$

Brzdná síla v podélném směru [6]

$$Fr_b = \frac{M \cdot Ax_b}{2} \cdot \mu_d$$

$$Fr_b = \frac{240 \cdot (2,2 \cdot 9,81)}{2} = 777N$$

Z důvodů zjednodušení modelu pro výpočet v simulaci jsem přepočítal moment na sílu s ramenem pro hodnoty v ose X a Y.

Brzdná síla na třmenu

$$Fv_b = \frac{Mb}{Rb}$$

$$Fv_b = \frac{250000}{86,5} = 2890N$$

Brzdná síla na třmenu v ose X

$$Fx_b = Fv_b \cdot \sin(\beta)$$

$$Fx_b = 2890 \cdot \sin(35^\circ) = 1658N$$

Brzdná síla na třmenu v ose Y

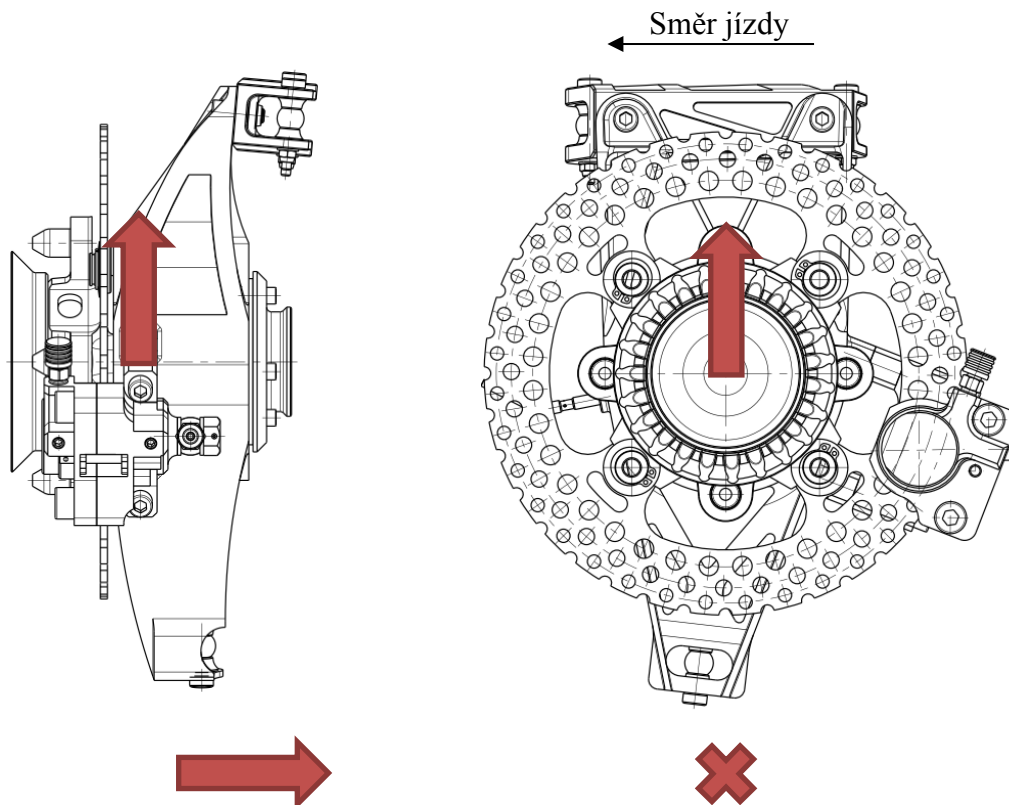
$$Fy_b = Fv_b \cdot \cos(\beta)$$

$$Fy_b = 2890 \cdot \cos(35^\circ) = 2367N$$



### 2.4.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Průjezd zatáčkou je pro zadní nápravu vůbec ten nejhorší stav jaký může nastat. Na sestavu působí jak opět dynamické zatížení nápravy, tak v příčném směru na styku mezi pneumatikou a vozovkou boční síla, která v našich podmínkách dosahuje vysokých hodnot.



Obr. 16 Grafické zobrazení působení sil na sestavu uložení zadního kola – průjezd zatáčkou

Zatížení zadní nápravy při průjezdu zatáčkou

$$Wr_c = \frac{W}{2}$$

$$Wr_c = \frac{2354}{2} = 1177N$$

Boční síla působící na styku pneumatiky s vozovkou [14]

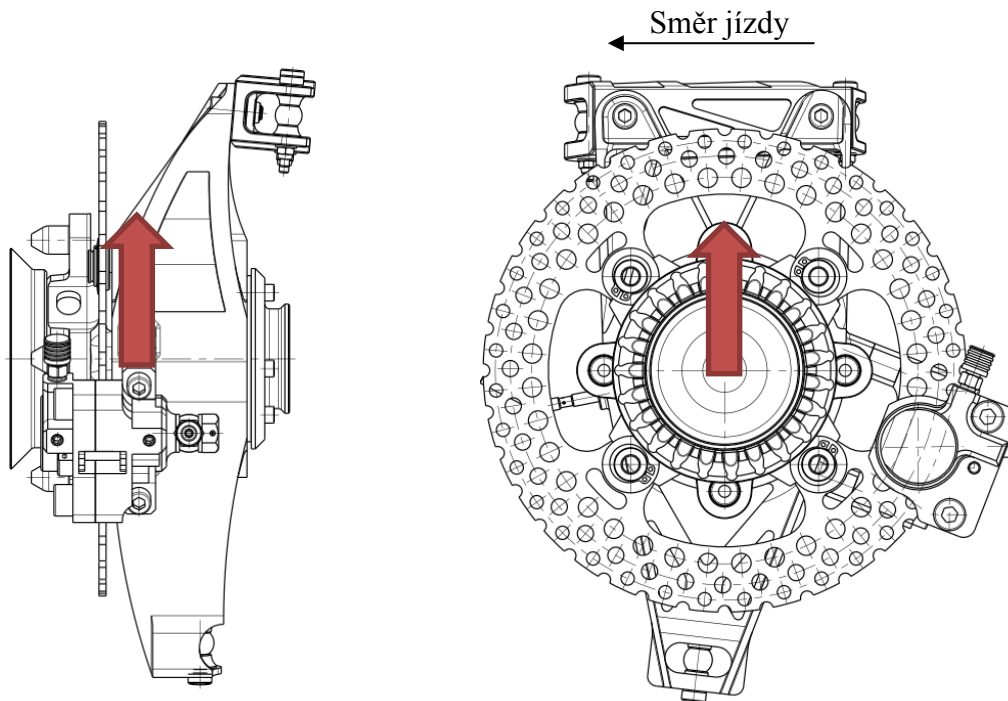
$$Fr_c = M \cdot \frac{b}{L} \cdot (Ax_a)$$

$$Fr_c = 240 \cdot \frac{764}{1528} \cdot (3 \cdot 9,81) = 3532N$$



#### 2.4.4 BUMP

Přejezd přes velkou nerovnost, neboli anglicky „bump“ si můžeme představit jako velké zpomalovadlo na vozovce v běžném provozu. Samotný stav není nijak dle výsledků nebezpečný, ale je vhodné ho zahrnout do pozdější optimalizace. Kdy na sestavu působí pouze síla ve vertikálním směru způsobená ránou při přejezdu přes hrb. Daný stav je opět brán jako ten nejhorší, jaký může nastat, tedy že auto dopadne celou svou vahou na jednu nápravu.



Obr. 17 Grafické zobrazení působení sil na sestavu uložení zadního kola – bump

Zatížení zadní nápravy při přejezdu přes velkou nerovnost

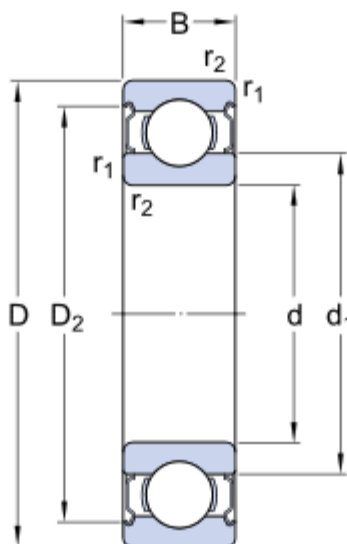
$$Wr_{bm} = \frac{M \cdot g}{2}$$

$$Wr_{bm} = \frac{240 \cdot 9,81}{2} = 1177N$$

## 2.5 ULOŽENÍ POHYBLIVÝCH ČLENŮ

### 2.5.1 ULOŽENÍ NÁBOJE

Pro uložení náboje kola v těhlici se u osobních automobilů nejčastěji využívají dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem, popřípadě kuželová ložiska. Jelikož je záměrem dosáhnout maximální tuhosti za předpokladu nízké hmotnosti, je použitou variantou už od Dragona 4 koncepce dvou za sebou uložených jednořadých kuličkových ložisek s malou šířkou, ale velkým vnitřním průměrem. Toto řešení je po mnoho let otestované a osvědčené. Nicméně pro letošní rok byla provedena změna z důvodu dalšího navýšení tuhosti. Změnou bylo myšleno zvětšení vnitřního a vnějšího průměru ložiska. Z původního vnitřního průměru  $d_1 = 70$  mm ložisko narostlo na nových  $d_2 = 80$  mm a vnější průměr z původních  $D_1 = 90$  mm na  $D_2 = 100$  mm. Jak již bylo řečeno, koncepce uložení náboje je osvědčená, a proto jsem zůstal i nadále u stejného typu ložiska. Výpočet na životnost nebylo třeba dále provádět, neboť byl již proveden na voze Dragon 4 Ing. Okánikem a nově použitá ložiska s větším průměrem mají vyšší únosnost než doposud používaná.



Obr. 18 Řez ložiska pro uložení náboje zadního kola [15]

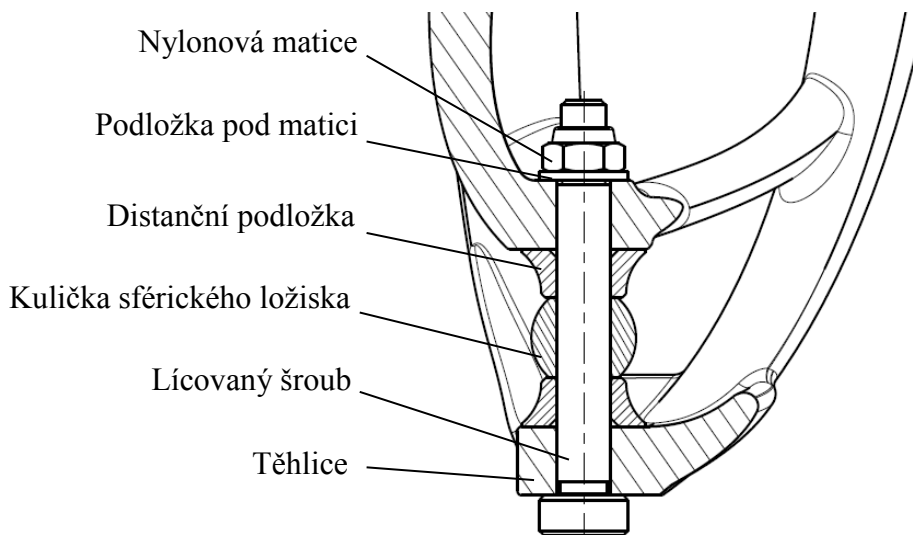
### 2.5.2 ULOŽENÍ HORNÍHO A SPODNÍHO BODU TĚHLICE

Samotná těhlice spolu s přírubou jsou uloženy trojicí sférických ložisek ke spodnímu a hornímu rameni a tzv. toe-rodu, který zachycuje síly od těhlice kolmo k trupu vozidla a díky němuž je možné měnit sbíhavost kola. Sférická ložiska jsou vždy uložena a zaaretována v axiálním směru mezi distančními podložkami lícovaným šroubem. K takovému uložení se vztahují přísná pravidla, která se musí dodržet, jelikož se jedná o studentský projekt, kde na prvním místě je vždy bezpečnost. V našem případě se jedná o pravidla typu: T11.1.1 Minimální třída pevnosti závitových součástí, která může být použita na kritických místech podvozku je 8.8. [16]

T11.2.1 Všechny šrouby, matice a ostatní spojovací materiály musí být zajištěny proti samovolnému povolnění. Řešením je tak použití samo jisticích matic, nylonových matic do teplot maximálně  $80^{\circ}\text{C}$ , použití drátku na hlavách šroubu a závlačky. Avšak různé typy podložek a lepidla se nepovažují za vhodné zajištění [16]

T11.2.2 Minimální počet závitů vyčnívajících z matice nebo závitové části spoje jsou dva. [16]

T11.2.3 Uložení všech sférických ložisek a tzv. rod endů musí být řešeno tak, aby šroub nebo čep byl namáhán na dvojité střih. Pouze za předpokladu, kdy distanční podložky mají větší vnější průměr jak vnitřní průměr obalu ložiska nebo rod endu, může být použito „letmo“ uložení. [16]



Obr. 19 Řez uložení spodního bodu těhlice

## 2.6 PŘÍPRAVA CAD MODELU

Jelikož bylo pro letošní rok rozhodnuto zavést nový způsob návrhu s využitím topologické optimalizace, bylo potřeba přistupovat k úloze jiným způsobem, než jak je tomu obecně při návrhu. Tedy samotný návrh komponentu, následná simulace zatížení pomocí metody konečných prvků, konstrukční úprava, opětovné zatížení, následně tvorba výkresové dokumentace a výroba.

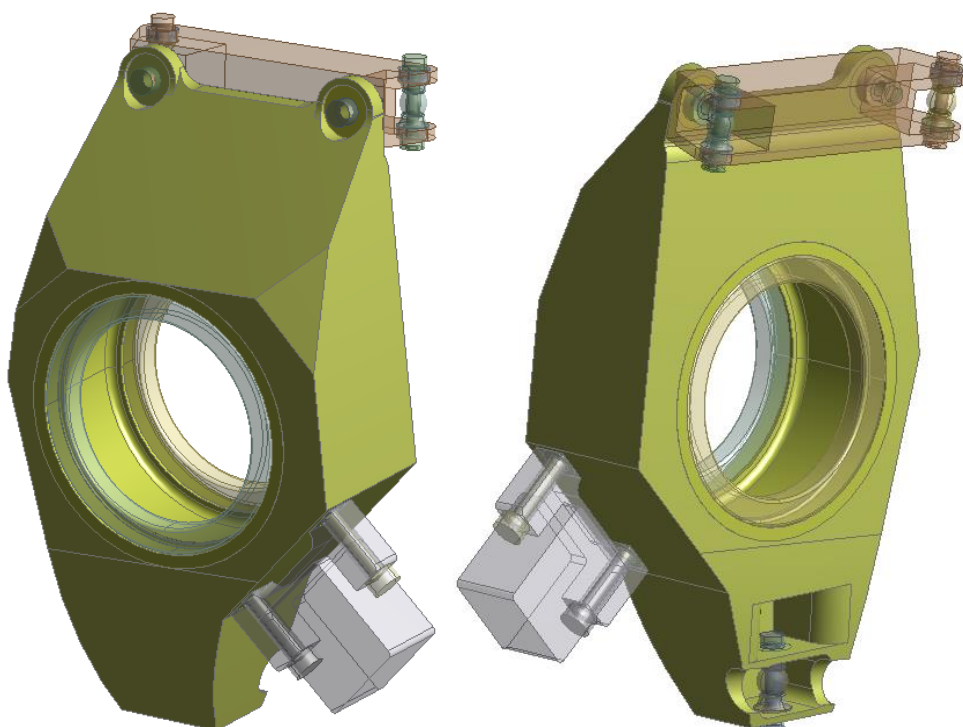
S využitím topologické optimalizace je celý přístup odlišný a to především tehdy, kdy vytvoříme plný model, se kterým budeme pracovat při optimalizaci, také nazývaném jako „design space“. Následně podle výsledků vymodelujeme díl, dále simulujeme zatížení, popřípadě upravíme návrh. Nakonec vytvoříme výkresovou dokumentaci a zadáme do výroby. Celý postup může být časově náročnější než klasická konstrukce, nicméně je možné docílit lepších výsledků.

Sestava pro následnou optimalizaci komponent bude obsahovat model těhlice se základními rozměry, přírubu, zjednodušený model brzdového třmene, náhrady ložisek, spojovací materiál spolu se sférickými ložisky a podložky. Samotná sestava by neměla obsahovat zbytečné díly navíc a samotné díly by neměly být ne nezbytně tvarově složité, pro přesnější výsledky a rychlejší výpočet. Takovým případem mohou být šrouby, které jsou nahrazeny pouze válečky s oboustranným osazením, neboť hlava pro imbusový klíč nemá žádný vliv na pevnostní a deformační analýzu. Tehdy je možné složitou geometrii odstranit. Zároveň uvažujeme, že svěrný spoj má být natolik dostatečně pevný, aby nepovolil. Proto jsou matice zahrnuty v jednoduchém modelu spolu se šroubem jako jeden celek.

Zároveň nesmíme model zjednodušit příliš a to způsobem, kdy sousední komponenty a kontakty nahrazujeme okrajovými podmínkami typu různých vazeb apod. Takovým příkladem může být vazba Fix support, kdy cokoli, co je za touto vazbou, se jeví jako dokonale

tuhé. To však není pro nás vhodné, neboť ve skutečném světě není nic dokonale tuhé. Kdybychom takovou funkci používali během optimalizace, program by počítal s nekonečně tuhým sousedním dílem a nevytvořil by tak dostatečné podpory, protože by v takovém okamžiku nebyly potřeba. Dosažené výsledky by sejevily ne příliš subtilně a zároveň nespojitě. Samotná topologická optimalizace v našem případě neumí pracovat s nelineárními kontakty. Toto jsou jedny ze základních úskalí, jak pracovat s topologickou optimalizací.

Jelikož se budeme nyní zabývat optimalizací pouze těhlice a zároveň nechceme odebírat materiál na důležitých místech typu dosedací plochy pro ložiska a jiné díly, je nutné tato místa ohraničit. Proto se do modelu zahrnou vložky, které následně vybereme jako ohraničení, které nechceme optimalizovat, [Obr. 20]. Samotný model těhlice by však neměl mít příliš velký objem, neboť čím větší je objem optimalizovaného tělesa, tím více je potřeba interakcí, které výrazně navyšují už tak dlouhou dobu výpočtu.



*Obr. 20 Připravený model sestavy pro optimalizaci*

## 2.7 OKRAJOVÉ PODMÍNKY A NASTAVENÍ OPTIMALIZACE

### 2.7.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

K okrajovým podmínkám jsem přistupoval dvěma způsoby. První způsob se měl co nejvíce přiblížit reálnému zatížení uložení kola na vozidle během jízdy. Úvaha byla použita již v minulosti, kdy sestava jako taková je uložena ve třech bodech a každý bod má jiné stupně volnosti. Samotný stav je uvažován jako ten nejhorší, jaký může nastat, tedy kdy je vozidlo zcela zakleknuté a tlumič nám nedovoluje další posun v ose z. Pro takovou aplikaci je nejvhodnější funkce remote displacement právě proto, že si můžeme snadno nastavit stupně volnosti v různých směrech a zároveň je jako taková vazba deformovatelná a nejeví se jako nekonečně tuhá, jak již bylo řečeno dříve. Jako souřadnicový systém použiji předem nadefinovaný střed kola. Pro síly zvolím funkci remote force, kdy veškeré síly, které působí

na těhlici se přenáší skrz ložiska od náboje, pouze síly od brzdového třmene mají působíště právě na třmenu. Opět je použit souřadnicový systém střed kola.

Tab. 3 Stupně volnosti v jednotlivých bodech uchycení

	Horní bod Toe rod A	Horní bod ramene B	Spodní bot ramene C
Posuv v ose X	Volný	0	0
Posuv v ose Y	0	0	0
Posuv v ose Z	Volný	Volný	0
Rotace kolem osy X	Volný	Volný	Volný
Rotace kolem osy Y	Volný	Volný	Volný
Rotace kolem osy Z	Volný	Volný	Volný

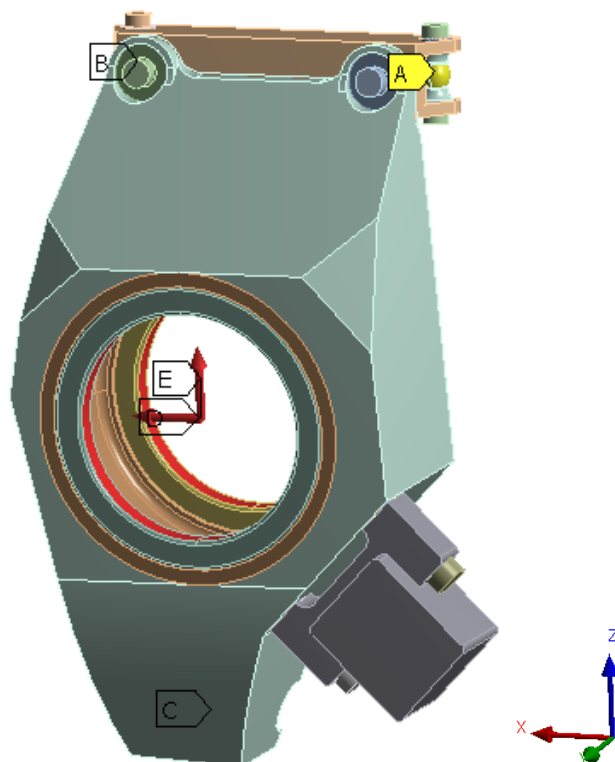
**C: Akcelarace**

Akcelarace

Time: 1, s

6.5.2018 22:26

- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Remote Force: 1929, N
- E** Remote Force 2: 1884, N



Obr. 21 Okrajové podmínky pro akcelaraci – první úvaha

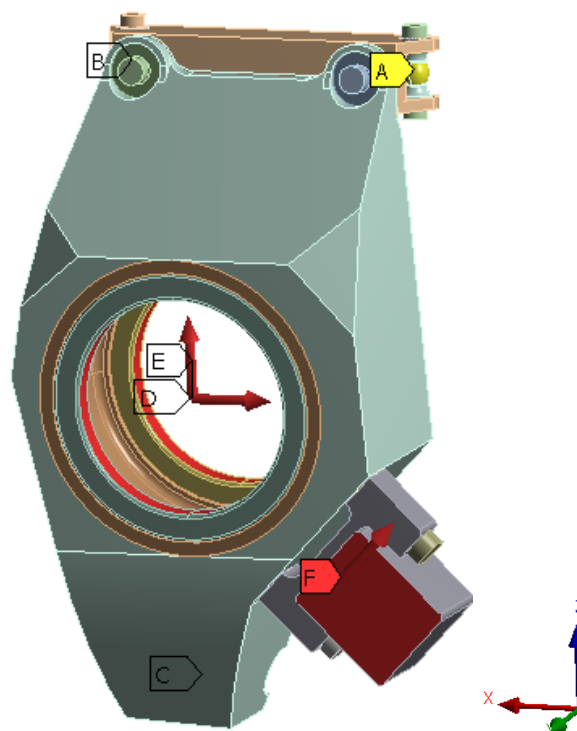
**D: Brzdy**

Brzdy

Time: 1, s

6.5.2018 22:27

- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Remote Force: 144, N
- E** Remote Force 2: 777, N
- F** Remote Force 3: 2889,2 N



Obr. 22 Okrajové podmínky pro brzdění – první úvaha

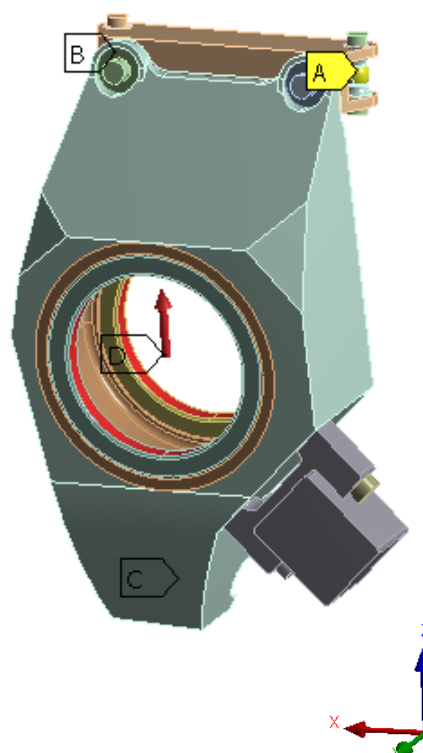
**E: Zatáčka**

Zatáčka

Time: 1, s

6.5.2018 22:29

- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Remote Force: 1177, N
- E** Remote Force 2: 3532, N



Obr. 23 Okrajové podmínky pro průjezd zatáčkou – první úvaha

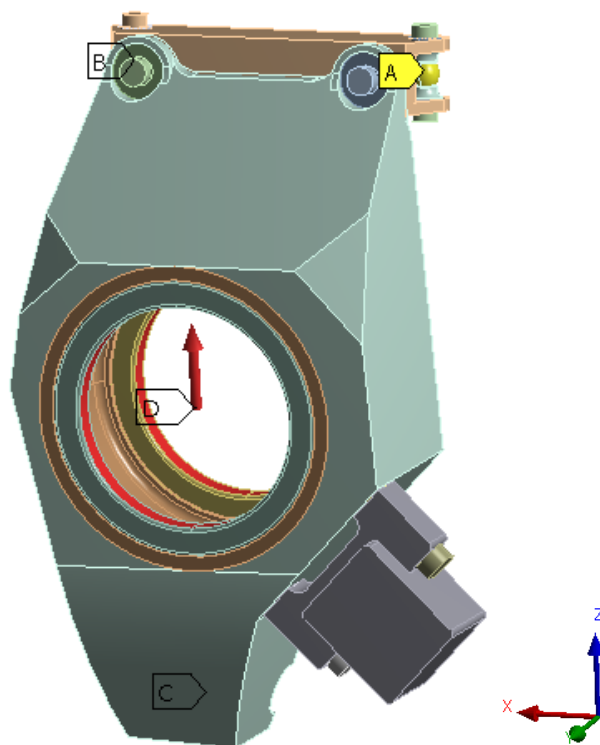
F: Bump

Bump

Time: 1, s

6.5.2018 22:28

- A Remote Displacement
- B Remote Displacement 2
- C Remote Displacement 3
- D Remote Force: 1177, N



Obr. 24 Okrajové podmínky pro bump – první úvaha

Uložení v jednotlivých třech bodech je, jak už bylo řečeno, řešeno sférickými ložisky, proto jsou rotace kolem všech os povolené. Tím pádem máme sestavu zabezpečenou proti pohybu nebo jinému vychýlení. Působení sil bude pro každý jízdní stav trochu odlišné, a to především v jejich směrech a místech působení.

Druhý způsob zatížení byl použit z důvodu ulehčení výpočtu a tedy i ušetření času. Nicméně bez vlivu na konečný výsledek. Vycházelo se z předchozí úvahy, kdy jsem si určil reakční síly ve vazbách a těmi zatížil sestavu, která byla v místě náboje, kde jsou ložiska zavazbená s nulovými stupni volnosti, opět s vazbou remote displacement, a to především z důvodů, deformovatelnosti vazby. Samotné zatížení by mělo být z hlediska statiky totožné, pouze celková deformace bude vycházet v jiných hodnotách, neboť se těhlice deformuje vzhledem k náboji a ne k bodům uložení. Pro klasické statické zatížení jsou výsledky deformace takřka nepoužitelné, neboť záměrem je následně zjistit, jak se samotný díl chová na autě v reálných podmínkách nebo jim podobným. Pro topologickou optimalizaci je to postup vhodný, neboť výsledky napětí a optimalizovaného tvaru vychází u obou způsobů se stejnými hodnotami. Reakční síly byly získány jak z úlohy s lineárními, tak nelineárními kontakty, kdy rozdíly ve velikostech jednotlivých sil byly méně jak 5 %.

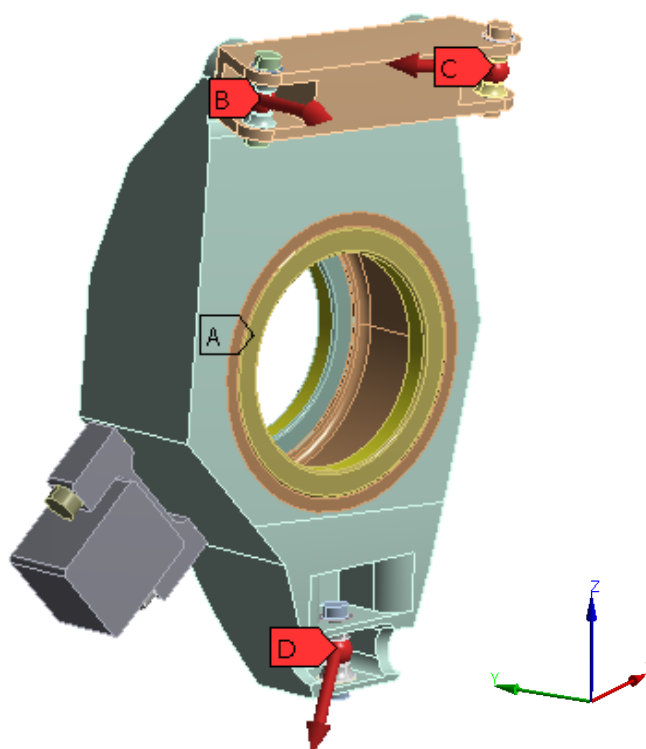
**C: Akcelarace**

Akcelarace

Time: 1, s

7.5.2018 11:06

- A** Remote Displacement
- B** Remote Force: 881, N
- C** Remote Force 2: 1599, N
- D** Remote Force 3: 2096,4 N

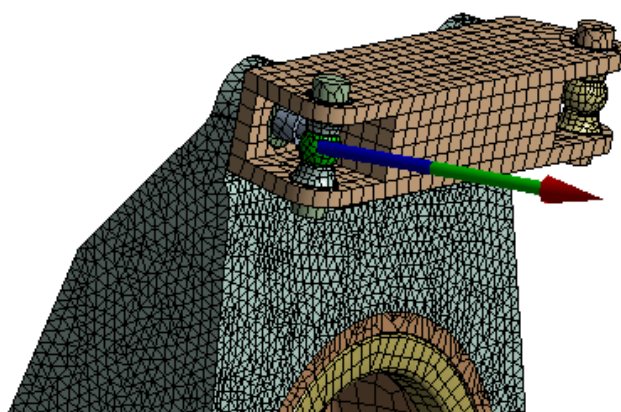


Obr. 25 Okrajové podmínky pro akceleraci – druhá úvaha

Tab. 4 Reakční síly ve vazbách

		Horní bod Toe rod B	Horní bod ramene C	Spodní bot ramene D
Akcelarace	Osa X	0 [N]	-1113 [N]	-771 [N]
	Osa Y	-881 [N]	1171 [N]	-282 [N]
	Osa Z	0 [N]	0 [N]	-1929 [N]
Brzdění	Osa X	0 [N]	-115 [N]	2700 [N]
	Osa Y	822 [N]	-415 [N]	-467 [N]
	Osa Z	0 [N]	0 [N]	-2187 [N]
Průjezd zatáčkou	Osa X	0 [N]	-92 [N]	92 [N]
	Osa Y	15 [N]	-1834 [N]	5372 [N]
	Osa Z	0 [N]	0 [N]	-1180 [N]
Bump	Osa X	0 [N]	-92 [N]	90 [N]
	Osa Y	15 [N]	162 [N]	-179 [N]
	Osa Z	0 [N]	0 [N]	-1155 [N]

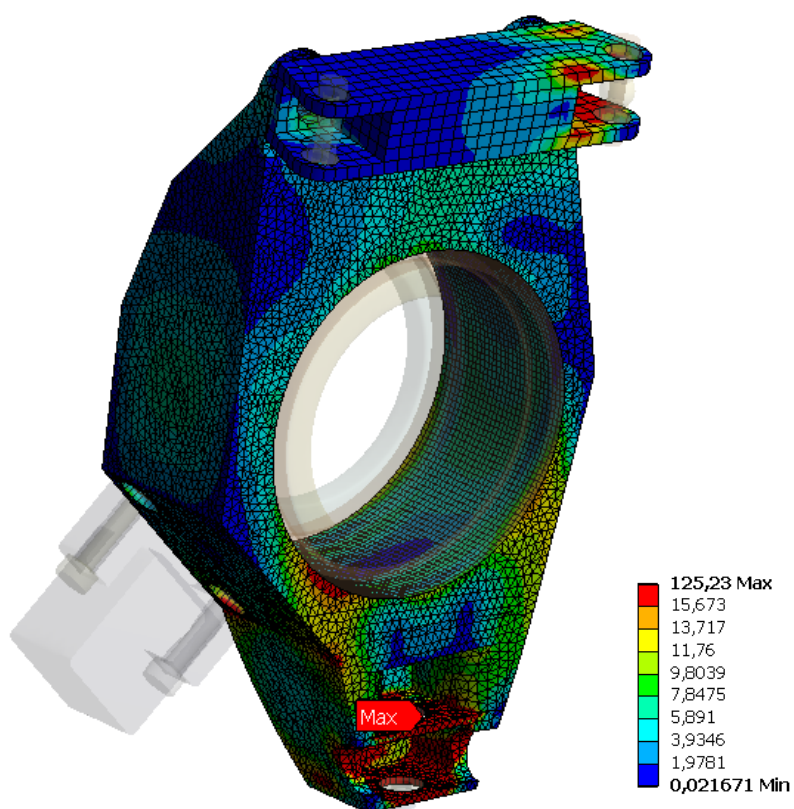




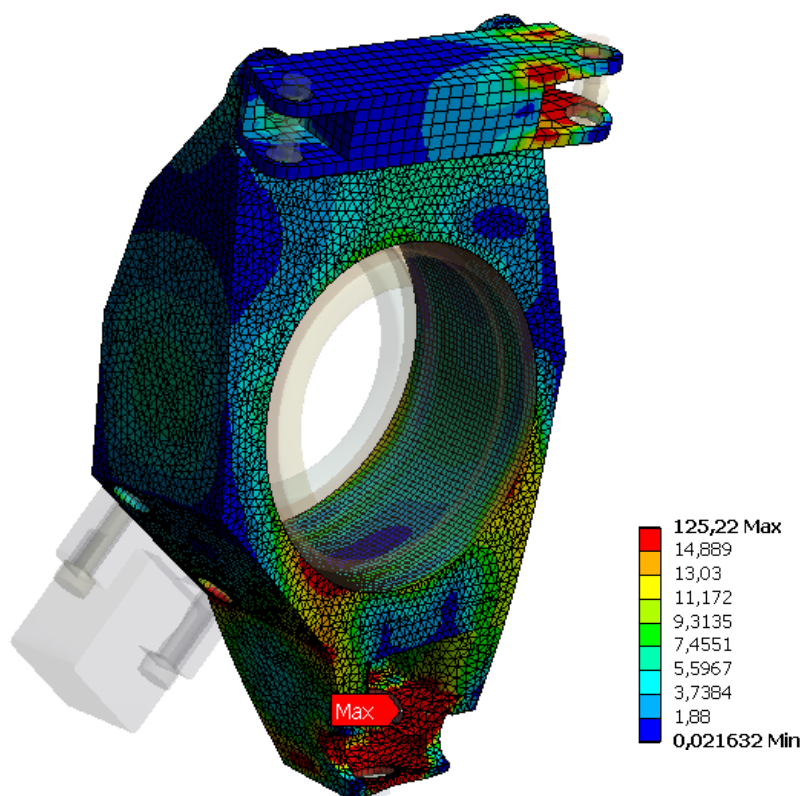
Obr. 26 Reakční síla ve vazbě s uchycením Toe-rodu

#### POROVNÁNÍ DVOU METOD

Z níže uvedených obrázků si můžeme povšimnout napěťové mapy průjezdem zatačkou pro první i druhou úvahu. Z obou výsledků můžeme usoudit, že předpoklad byl správný, neboť průběh napětí a jeho velikosti jsou téměř totožné.



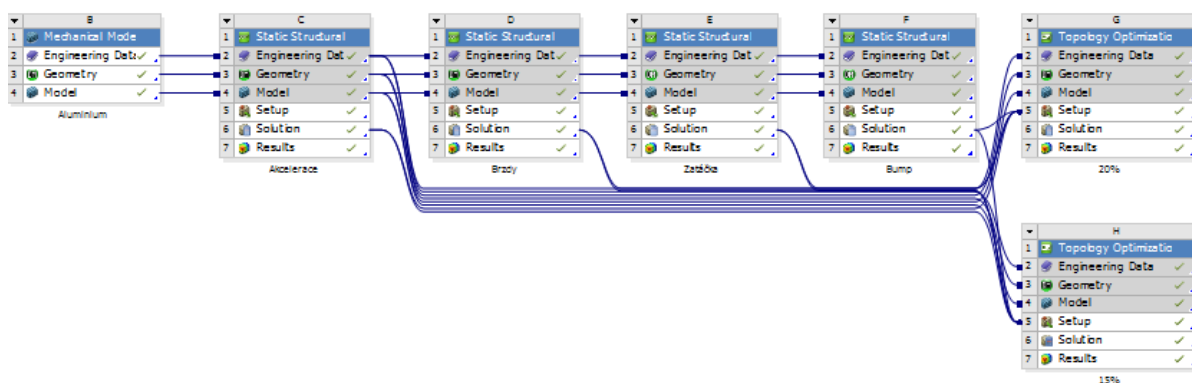
Obr. 27 Průběh napětí průjezdem zatačkou – první úvaha



Obr. 28 Průběh napětí průjezdem zatáčkou – druhá úvaha

### 2.7.2 NASTAVENÍ ŘEŠIČE OPTIMALIZACE

Uložení kola je, jak již bylo řečeno, vysoce namáhaná sestava vozidla. Působí zde různé silové a momentové účinky v odlišných jízdních stavech. Proto bylo potřeba nastavit řešič tak, aby byly všechny jízdní stavy zahrnuty a výsledný optimalizovaný tvar byl tak cílen na skutečné zatížení během jízdy, nebo alespoň jemu co nejvíce podoben. Proto jsem použil již zmiňované jízdní stavy a seřadil je tak, jak by to ideálně mělo probíhat. Tedy akcelerace, brzdění, průjezd zatáčkou a popřípadě bump. Je důležité, aby jednotlivé stavy probíhaly jeden po druhém, nikoli vše zatížit zároveň a to z důvodu, že řešič nejdříve spočítá první úlohu, následně druhou a výsledky mezi sebou znovu přepočte tak, aby docílil jednoho finálního.



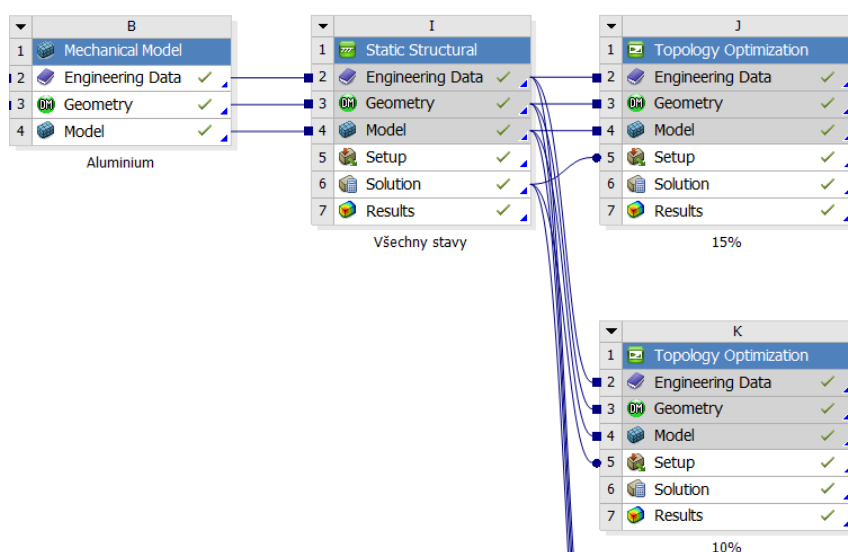
Obr. 29 Schéma jízdních stavů, rozděleny do několika úloh

Zároveň je možné v prostředí určovat tzv. váhu stavu. To si můžeme představit tak, že pro nás je mnohem více důležitější akcelerace, brzdění a průjezd zatáčkou, než přejezd přes nerovnost. Proto zde můžeme snížit váhu z 1 na 0,7 a řešit tak byl více cílen na kritičtější stavy.

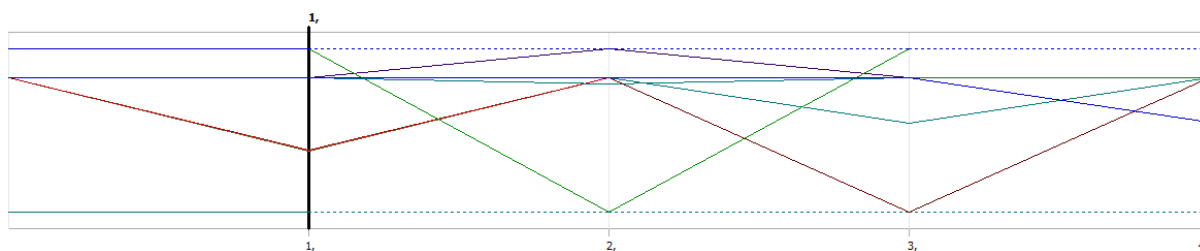
Enabled	Response Type	Goal	Formulation	Environment Name	Weight	Multiple Sets	Start Step	End Step	Step	Start Mode	End Mode	Mode
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	Akcelerace	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	Brzdy	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	Zatáčka	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	Bump	0,7	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A

Obr. 30 Rozvržení jízdních stavů

Druhá možnost zatěžování sestavy je seskupit jednotlivá zatížení jízdních stavů do jedné početní úlohy a rozdělit je do několika časových úseků. Po uskutečnění několika výpočtů jsem dospěl k závěru, že na celkový výsledný optimalizovaný tvar nemá vliv způsob, jakým definujeme jízdní stavy, ale výrazně nám sníží čas výpočtu.



Obr. 31 Schéma jízdních stavů, seskupeny v jedné úloze



Obr. 32 Časové uspořádání působení sil jízdních stavů

Časovou osu si můžeme představit jako pole rozdělené do 4 výpočtových časů. V čase 0-1 nám pomalu nabíhá zatížení sil od akcelerace, které pozvolna v čase 1-2 klesají až do nuly. Následně v čase 1-2 pomalu nastupuje zatížení při prudkém brzdění a v čase 2-3 zase opět klesá. Takto to postupuje dále až do konce, tedy času 4.

Tento způsob má jednu nevýhodu, a to nemožnost nastavení váhy jednotlivých stavů, jak bylo vysvětleno u předchozího postupu. Nicméně konečné výsledky optimalizovaného dílu byly velmi podobné, dokonce druhá varianta nabývala subtilnější podobu optimalizovaného dílu.

Dále je potřebné si říci, jak má daná optimalizace probíhat, co bude jejím úkolem. Cílem je odebrat objem tělesa právě tam, kde jej není potřeba, s ohledem k docílení maximální tuhosti, proto je zde nastavené compliance, minimize volume/weight. V daném případě je jedno, jestli je odebírán objem nebo hmotnost, neboť se zaměřuji pouze na jedno těleso v sestavě.

Hmotnost polotovaru – 2,01 kg spolu s inserty (pro ohraničení designe space)

Cílená hmotnost – méně jak 450 g

Pro začátek jsem volil nižší odběr materiálu a tedy 50 % z původního polotovaru pro úsporu času. Bylo nutné si nejdříve odladit veškeré vstupy, které řešič bude následně počítat. Po odladění jsem mohl jít již na požadované hmotnosti, na které jsem cílil, tedy na 30 až 15 % z původních 2,01 kg.

#### VÝSLEDKY OPTIMALIZOVANÉHO DÍLU PRO JEDNOTLIVÁ NASTAVENÍ

- A. Výsledný optimalizovaný tvar s 15 % objemem původního tělesa, s použitím remote displacement ve třech bodech uložení, jednotlivé jízdní stavy byly rozděleny na jednotlivé výpočty. Slitina AlMgSc, hmotnost bez insertů (funkční plochy pro šrouby a ložiska) 270 g.



*Obr. 33 Nastavení okrajových podmínek, varianta A*

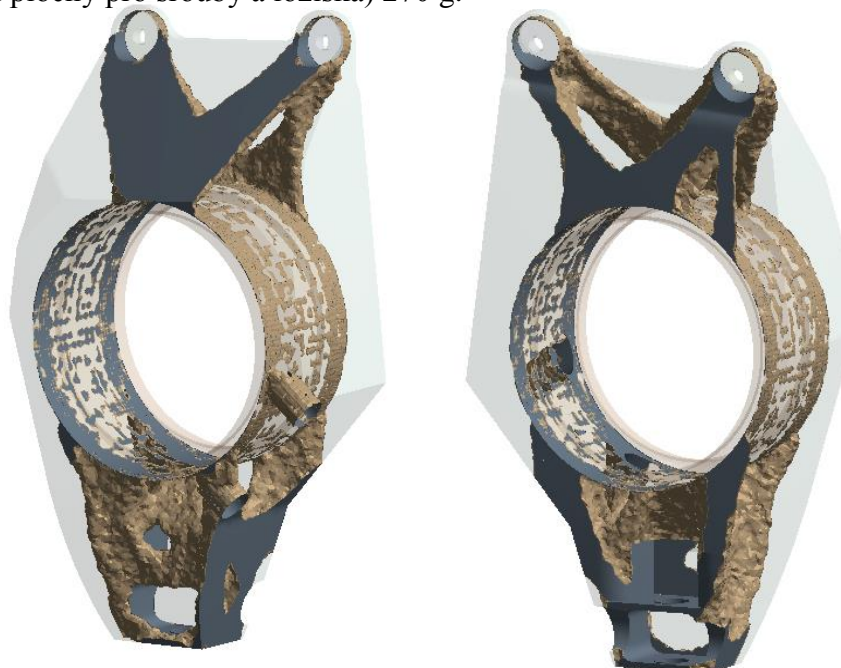


- B. Výsledný optimalizovaný tvar s 15 % objemem původního tělesa, s použitím remote displacement v jednom bodě na ložiscích a zatížení pomocí reakčních sil ve třech bodech uchycení, jednotlivé jízdní stavy byly seskupeny do jednoho výpočtu a rozděleny na časové ose. Slitina AlMgSc, hmotnost bez insertů (funkční plochy pro šrouby a ložiska) 270 g.



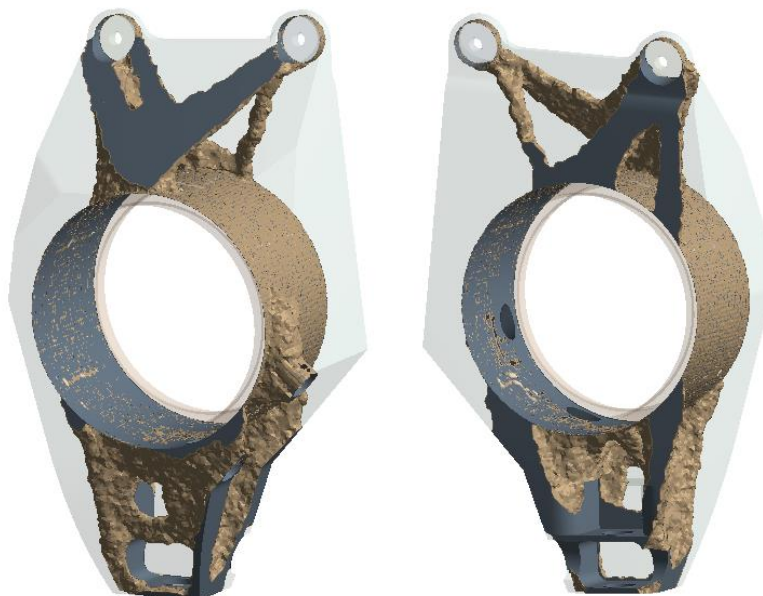
Obr. 34 Nastavení okrajových podmínek, varianta B

- C. Výsledný optimalizovaný tvar s 15 % objemem původního tělesa, s použitím remote displacement ve třech bodech uložení, jednotlivé jízdní stavy byly seskupeny do jednoho výpočtu a rozděleny na časové ose. Slitina AlMgSc, hmotnost bez insertů (funkční plochy pro šrouby a ložiska) 270 g.



Obr. 35 Nastavení okrajových podmínek, varianta C

- D. Výsledný optimalizovaný tvar s 15 % objemem původního tělesa, s použitím remote displacement v jednom bodě na ložiscích a zatížení pomocí reakčních sil ve třech bodech uchycení, jednotlivé jízdní stavy byly rozděleny na jednotlivé výpočty. Slitina AlMgSc, hmotnost bez insertů (funkční plochy pro šrouby a ložiska) 270 g.



Obr. 36 Nastavení okrajových podmínek, varianta D

- E. Výsledný optimalizovaný tvar s 15 % objemem původního tělesa, s použitím remote displacement ve třech bodech uložení, jednotlivé jízdní stavy byly rozděleny na jednotlivé výpočty. Slitina Ti6Al4V, hmotnost bez insertů (funkční plochy pro šrouby a ložiska) 420 g.



Obr. 37 Nastavení okrajových podmínek, varianta E

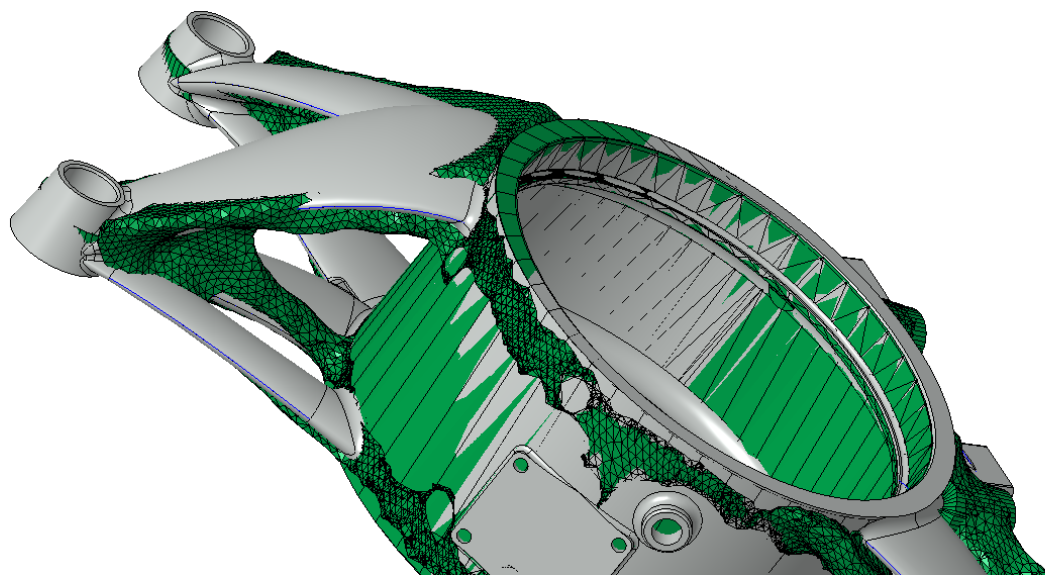
## ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V průběhu hledání vhodného nastavení okrajových podmínek jsem došel k závěru, že nemá smysl dále pracovat se slitinou titanu. Důkazem může být hmotnost konečného optimalizovaného dílu, který i bez insertů pro ložiska a šrouby váží více než ložiská těhlice vyrobená se slitiny duralu EN AW 7075 T6. Cílem bylo sice navýšení celkové tuhosti, ale na úkor tak výrazného navýšení hmotnosti to nepřipadalo v úvahu.

Po porovnání jednotlivých výsledků jsem usoudil, že optimální tvar těhlice, ze kterého budu nadále vycházet je nastavení s označením C. Spolu s nastavením typu A vizuálně nabývají subtilnějšího dojmu a zároveň díky sjednocení jízdních stavů do jednoho výpočtu byl nejvhodnější pro případné další úpravy.

## 2.8 PŘEMODELOVÁNÍ VÝSLEDNÉHO OPTIMALIZOVANÉHO TVARU

Výpočetní programy, díky kterým je možné provádět topologickou optimalizaci, jsou často vybaveny funkcemi, pomocí kterých je možné optimalizovaný tvar vyhladit a následně jej pak znovu zatížit. Takový postup je vhodný spíše jako ukázka studentům apod. Je potřeba si uvědomit, že topologická optimalizace jako taková nám pouze ukáže, jak by měl finální tvar vypadat a kudy vést jednotlivé podpory. Stále je zde potřeba konstruktéra, který bude muset nadále určit, jak silné mají být průřezy různých podpor a stěn. Sám jsem k úloze přistoupil postojem nespolehat se jen a pouze na topologickou optimalizaci, ale stále brát důraz na logické myšlení a cit pro konstrukci. Proto je vhodné model přemodelovat v CAD programu, neboť je zde snadné změnit již zmiňované průřezy, celkovou geometrie nebo zkosení a rádiusy v lokálních místech. Nutné je také zakomponování do celkové sestavy podvozku a průběžně kontrolovat vzniklé kolize s jinými komponenty.



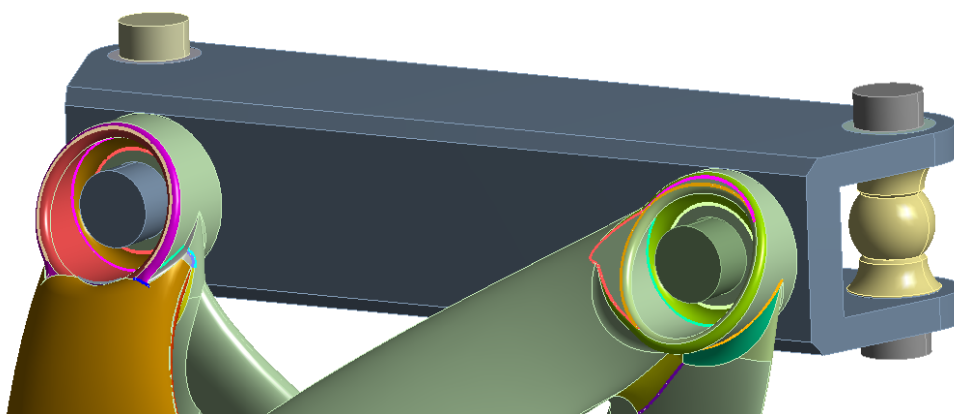
Obr. 38 Proložení optimalizovaného modelu spolu s CAD modelem

## 2.9 OPĚTOVNÉ ZATÍŽENÍ

Po zhotovení modelu kopírujícího geometrii optimalizovaného dílu je nutné díl zpětně zatížit a ověřit si správnost celého postupu. K tomu je potřeba sestavit sestavu, která zahrnuje stejný počet i model ostatních dílů nutných k zatížení těhlice, jak tomu bylo u modelu připraveného pro optimalizaci. Je nutné si připomenout, že řešeným objektem je pouze těhlice a podle toho budeme i nadále postupovat.

### 2.9.1 PŘÍPRAVA GEOMETRIE

Jak již bylo uvedeno, sestava pro zatížení těhlice musí obsahovat všechny díly k tomu potřebné. Jsou to distanční podložky, kuličky sférického ložiska, zjednodušený model třmene a spojovacího materiálu, náhrady ložisek a horní příruba. Pro odlehčení náročnosti výpočtu byla geometrie některých dílů upravena již dříve v sestavě pro optimalizaci. Nyní použijeme i možnost merge cells, kdy komplikovaná zaoblení a plochy modelu sjednotíme, pro dosažení kvalitnější sítě.



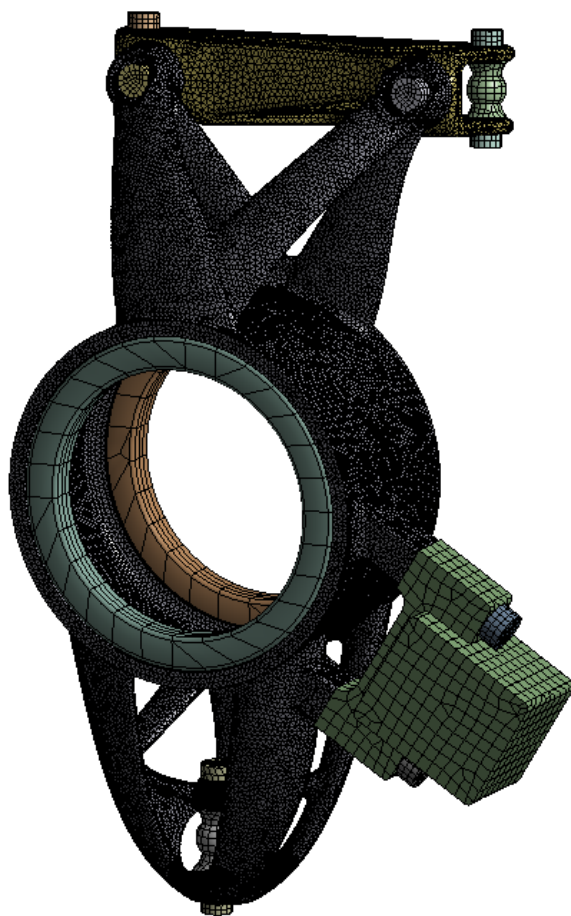
Obr. 39 Detail horní části těhlice při sjednocování ploch

### 2.9.2 NASTAVENÍ SÍTĚ

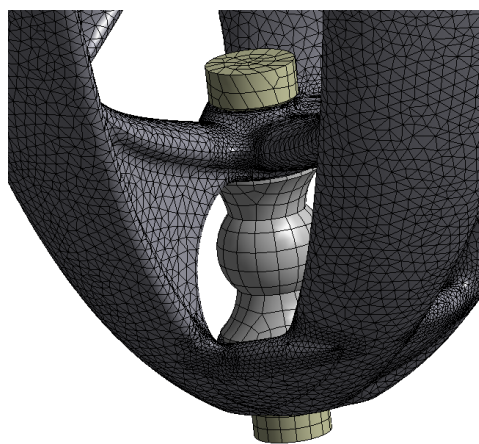
Správné nastavení sítě je jedním z nejdůležitějších postupů při užívání simulací, fungujících na principu konečných prvků. Jelikož se jedná o složitou geometrii, bylo nutné využít převážně tetrahedron prvky. Ostatní díly jsou natolik jednoduché, že je možné využít prvek typu hexagonal.

Samozřejmostí je různorodost ve velikosti prvků na jednotlivých dílech, kdy těhlice má globální velikost prvků 1,5 mm, třmen 4 mm, spojovací materiál a podložky 2 mm a náhrady ložisek měly nastaveny program controlled, neboť jsem byl s kvalitou spokojen. Příruba těhlice měla v rané fázi mřížku o velikosti 2 mm. Později, kdy byl jednoduchý model příruby nahrazen modelem s komplexnější geometrií, byla síť upravena. Pro nastavení lokální velikosti sítě jsem pracoval s funkcemi refinement, popřípadě vertex a line sizing [obr. 41].





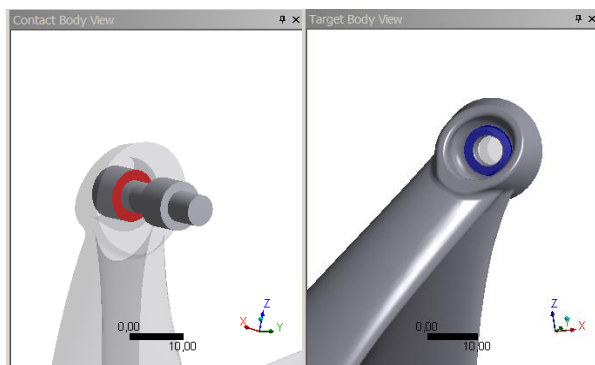
Obr. 40 Hotová síť sestavy



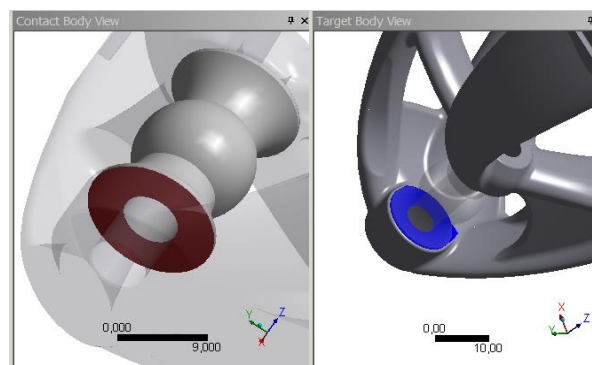
Obr. 41 Detail sítě

### 2.9.3 VOLBA KONTAKTŮ

Doposud jsem používal kontakty lineární. Nyní, abych se co nejvíce přiblížil reálným podmínkám, je nutné využít i kontakty nelineární. Správné zvolení typu kontaktu a jeho nastavení na konkrétním spojení sousedních dílů je základem k docílení správného výsledku. Při zatěžování ložské těhlice pro vůz D7 byla právě taková problematika řešena. Stejně tomu bylo i pro letošní rok, kdy jsem využil ložských poznatků. Je nutné vědět, že řešeným objektem je těhlice a podle toho budu postupovat při volbě kontaktů. Pokud mám někde použitý svěrný spoj, kde mi působí i předpětí šroubu, předpokládám, že svěrný spoj nepovolí, proto zde mohu zvolit pro zjednodušení kontakt bonded [obr. 42]. To samé platí pro nalisovaná ložiska v těhlici, kdy prokluz nebo jiný posuv ložiska v těhlici znamená selhání lisovaného spoje. U kontaktu mezi distančními podložky, kuličkou sférického ložiska a dříku lícovaného šroubu jsem zvolil kontakt frictionless. Je to z toho důvodu, abych opět odlehčil již tak náročný výpočet. Není cílem zjišťovat deformace a otačení mezi těmito díly vyrobenými z oceli typu 25CrMo4 apod. Všude jinde jsem zvolil kontakty frictional s koeficientem tření 0,2. Příkladem může být kontakt mezi přírubou a těhlicí nebo distančními podložkami a těhlicí na spodním bodu uchycení [obr. 43].



Obr. 42 Detail kontaktu hlavy šroubu a těhlice

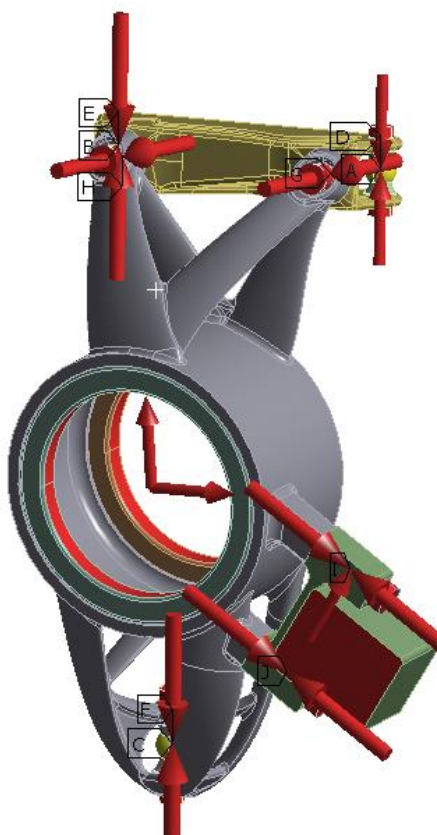


Obr. 43 Detail kontaktu dist. podložky a těhlice

#### 2.9.4 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

K okrajovým podmínkám se přistoupilo stejným způsobem jako v předešlé kapitole pro topologickou optimalizaci. Opět jsem zatížil sestavu čtyřmi jízdními režimy, kterými jsou akcelerace, brzdění, průjezd zatáčkou a bump. Využiji vazby remote displacement ve třech bodech uchycení s různými stupni volnosti.

Silové působení nyní bude odlišné díky aplikaci bolt pretension, tedy předepnutím šroubů. Časovou osu jsem rozdělil na dvě poloviny. V první polovině jsou předepnuty šrouby a ve druhé polovině zamknuty. Samotné síly způsobené jízdními stavy nastavím na druhou polovinu časové osy. Výsledkem bude, že nejdříve všechny svěrné spoje jsou utáhnuty a následně se vozidlo rozjede.



Obr. 44 Silové působení doplněné o předpětí šroubů

### 2.9.5 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH VERZÍ

Nutno podotknout, že následně prezentované varianty jsou pouze ty, kde byla provedena výrazná změna oproti předchozí verzi.

Model A byl poměrně jednoduchý a nekopíroval přímo geometrii optimalizovaného dílu. Příčinou bylo teprve první seznámení s plošným modelováním. Hmotnost činila 504 g. Výsledná deformace byla oproti D7 lepší během brzdění, a to o necelých 0,2 mm. Naopak při průjezdu zatáčkou i akceleraci se deformace ukázala horší.

Model B byl upraven tak, aby lépe kopíroval geometrii předlohy a zároveň byla předělána spodní část, aby se snížila hmotnost. Výsledkem byla hmotnost 422 g, zároveň se navýšila tuhost na spodním bodě uchycení.

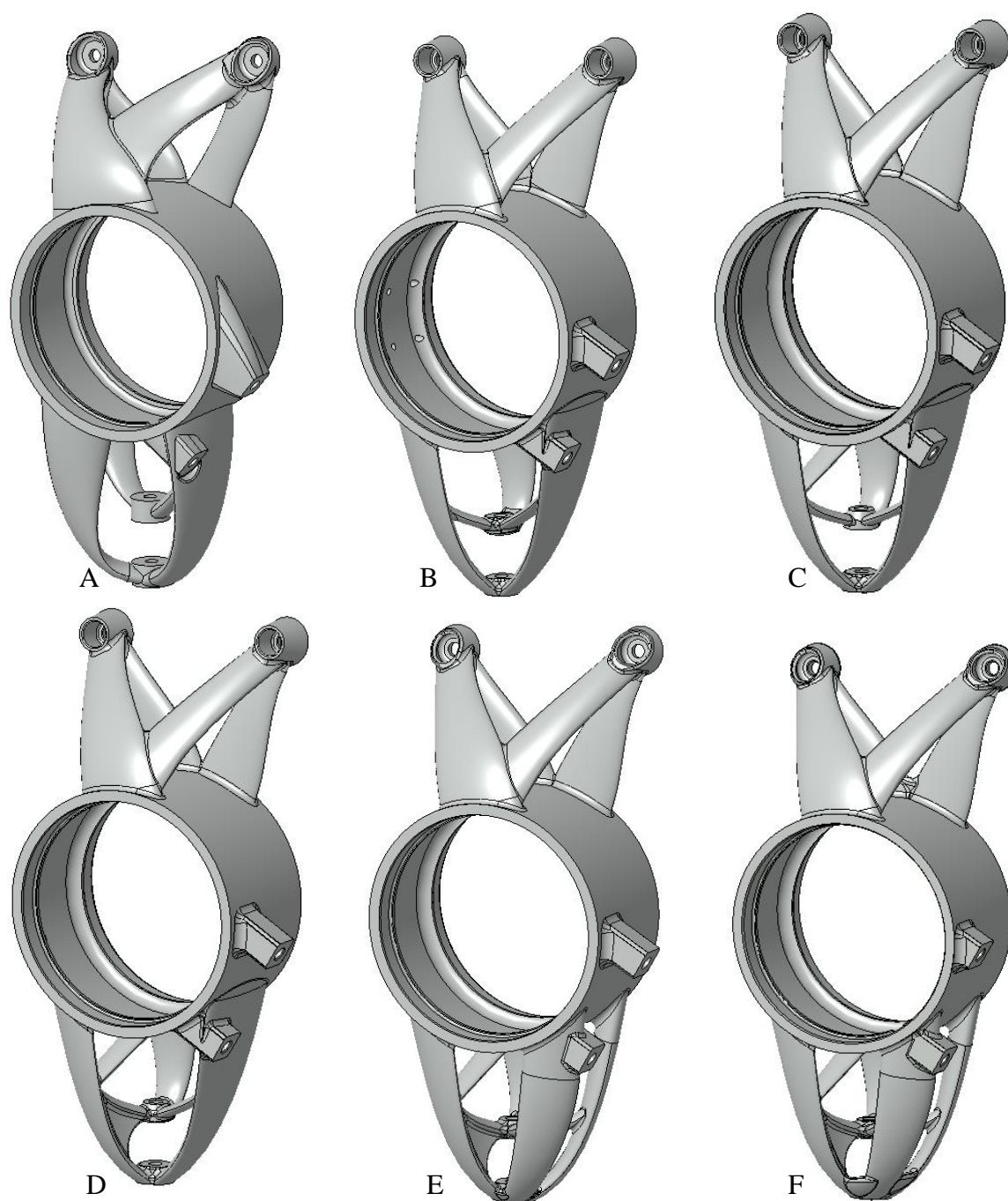
U modelu C jsem vycházel z varianty B. Došlo k mírné změně horní části a doplnění o vzpěru navíc, napříč kruhové části náboje a uchycení na spodním bodě. Tuhost se navýšila, ne však dostatečně. Hmotnost činila 426 g.

Model D navázal opět na variantu B. Záměrem i nyní bylo snížit deformaci v okolí spodního bodu. Mírně se změnila geometrie dosavadních podpor a bylo dodáno malé dvojité žebro, které zamezilo rozevření spodního bodu. Hmotnost se pohybovala okolo 433 g a podařilo se výrazně snížit deformaci. Při průjezdu zatáčkou byla deformace na stejné hodnotě, jako tomu bylo u loňského modelu pro vůz D7, tedy 0,41 mm. A během brzdění se podařilo snížit deformaci až o 50 %.

Stále nebylo dosaženo vyšší tuhosti pro všechny jízdní stavy.

Model s označením E opět vycházel z předešlé varianty a zároveň se více přiblížil tvarem výsledku z optimalizovaného dílu. Výrazná změna proběhla na spodní polovině, kdy pravé velké žebro bylo nahrazeno dvěma menšími podporami, rozmístěnými tak, aby lépe zachytily deformace. Tato změna navýšila hmotnost na 450 g, nyní ale výrazně narostla tuhost, neboť jsem opět redukoval deformaci během brzdění a zároveň snížil deformaci při průjezdu zatáčkou.

Finální model F je duplikát předchozího konceptu, s drobnými změnami. Celkově se zmenšily průřezy v místech, kde nebylo třeba tolik materiálu. Horní část byla upravena v místech, kde hrozil vznik únavové trhliny, to samé můžeme říci i o spodní polovině, která byla doplněna stěnou, která více propojila podpory směřující do spodního bodu. Uchycení brzdového třmene bylo taktéž upraveno z důvodu snížení vnitřního pnutí během 3D tisku, čím jsem zamezil možné deformaci. Výsledkem je minimální navýšení tuhosti o 25 % oproti loňské těhlici a konečná hmotnost se zastavila na hodnotě 433 g.

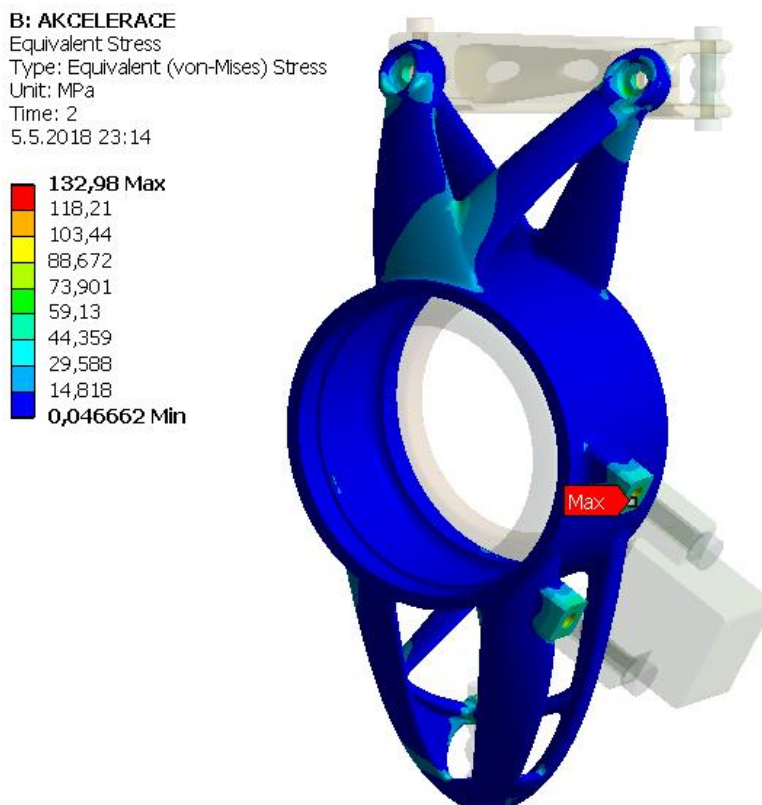


*Obr. 45 Vývoj geometrie těhlice pro vůz D8*

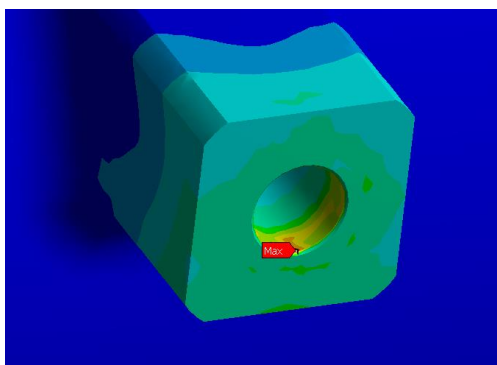
### 2.9.6 VÝSLEDKY ZE STATICKÝCH SIMULACÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

V této kapitole si ukážeme výsledky ze simulací zatěžování těhlice při jednotlivých jízdních stavech. Zároveň bych zde rád porovnal výsledky těhlice vyrobené pomocí aditivní technologie s výsledky těhlice vyrobené konvenční metodou pro vůz D8 a zároveň s těhlicí, která byla taktéž mnou navrhnutá v ložské sezóně pro vůz D7. Celkové zhodnocení výsledků bude zahrnuto v závěru. Jízdní stav bump bude vynechán, neboť výsledky ze simulací nevykazovaly tak vysokých napětí a deformací, aby bylo nutné je zde porovnávat.

#### AKCELERACE – TĚHLICE PRO VŮZ D8 VYROBENÁ ADITIVNÍ TECHNOLOGIÍ



Obr. 46 MKP napěťová analýza pro těhlici D8 vyrobenou aditivní technologií - akcelerace



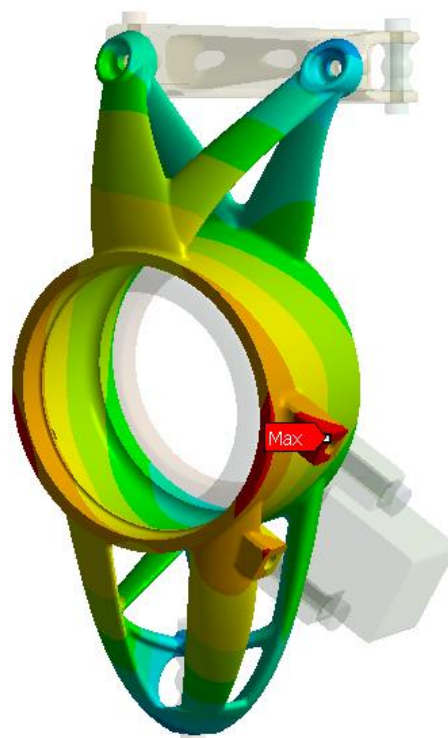
Obr. 47 Detail okolí nejvyššího napětí těhlice D8 vyrobené aditivní technologií - akcelerace

Ze simulace pro napěťovou analýzu je možné si povšimnout, že akcelerace není pro těhlici natolik kritická, abych se jí musel jakkoliv obávat.



**B: AKCELERACE**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
5.5.2018 23:18

0,16073 Max  
0,14296  
0,12518  
0,10741  
0,089638  
0,071865  
0,054092  
0,036319  
0,018546  
0,0007735 Min



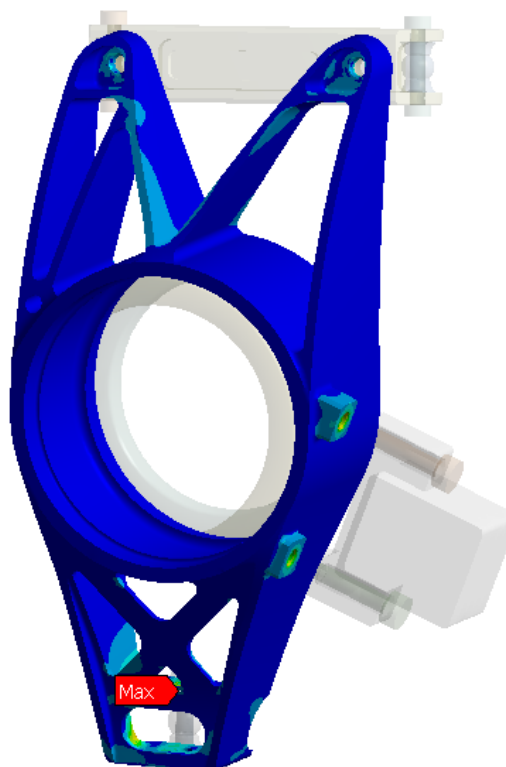
Obr. 48 MKP deformační analýza pro těhlici D8 vyrobenou aditivní technologií - akcelerační

Z výsledků simulace můžeme potvrdit, že těhlice nabývá opravdu úctyhodné tuhosti, neboť 0,16 mm deformace je pro řidiče téměř zanedbatelná změna.

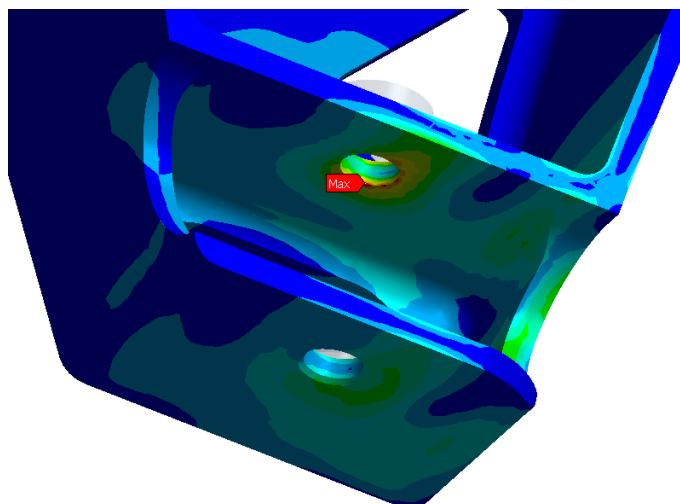
#### AKCELERACE – TĚHLICE PRO VŮZ D8 VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU

**G: AKCELERACE**  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2  
6.5.2018 10:20

234,05 Max  
208,05  
182,06  
156,06  
130,07  
104,07  
78,076  
52,08  
26,084  
0,088597 Min

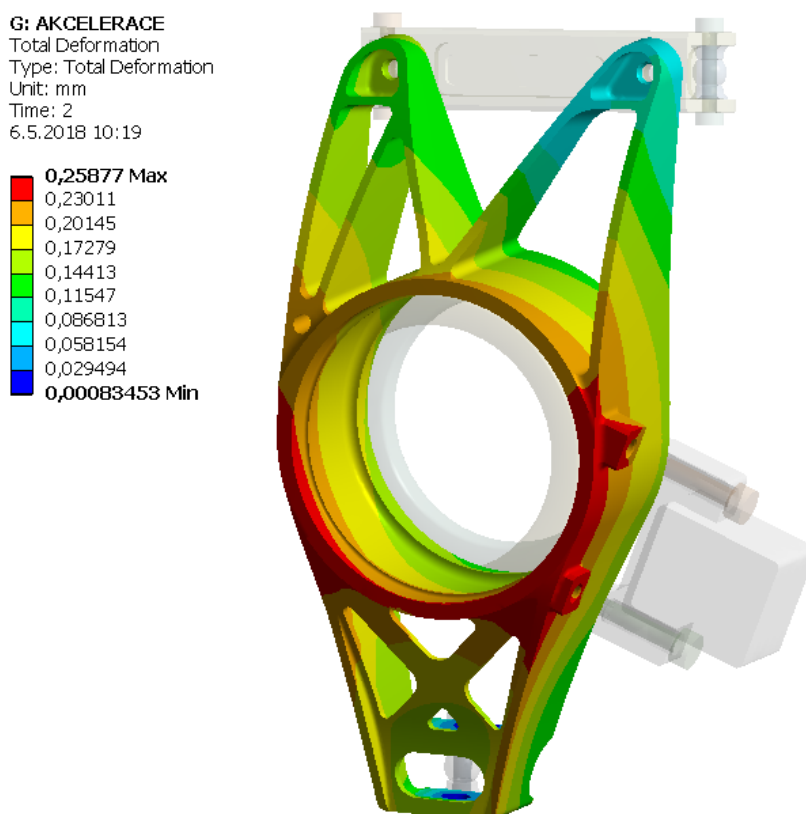


Obr. 49 MKP napěťová analýza pro těhlici D8 vyrobenou konvenčním způsobem - akcelerační



Obr. 50 Detail okolí nejvyššího napětí těhlice D8 vyrobené konvenčním způsobem - akcelerační

Lze si všimnout [obr. 50], že frézovaná těhlice nabývá poměrně vyššího napětí v okolí spodního bodu uchycení. Nicméně jelikož se jedná o výrazně menší napětí, než jaké lze dosáhnout k mezi pružnosti materiálu, není tento stav pro těhlici natolik náročný.



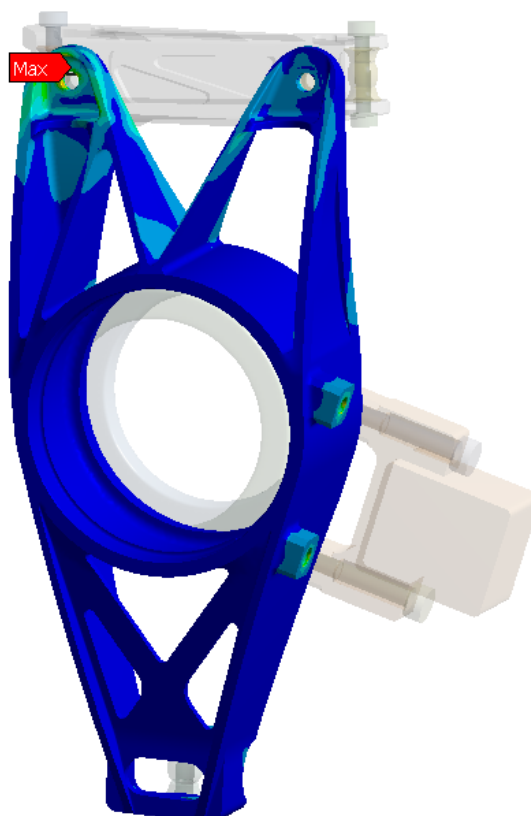
Obr. 51 MKP deformační analýza pro těhlici D8 vyrobenou konvenčním způsobem - akcelerační

Z analýzy je možné pozorovat menší nárůst deformace oproti těhlici využívající topologickou optimalizaci. Zároveň ale dosahuje vyšší tuhosti, než loňský model D7, viz. dále.

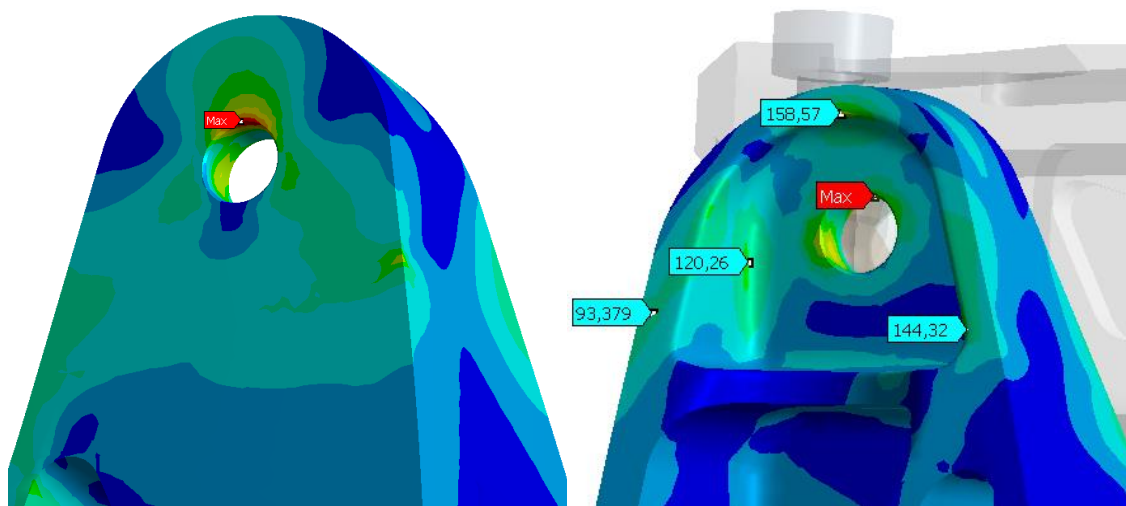
## AKCELERACE – TĚHLICE PRO VŮZ D7 VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU

C: AKCELERACE  
 Equivalent Stress 2  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 6.5.2018 10:43

241,68 Max  
 214,84  
 187,99  
 161,14  
 134,29  
 107,44  
 80,597  
 53,749  
 26,901  
 0,053274 Min



Obr. 52 MKP napěťová analýza pro těhlice D7 vyrobenou konvenčním způsobem - akceleraace



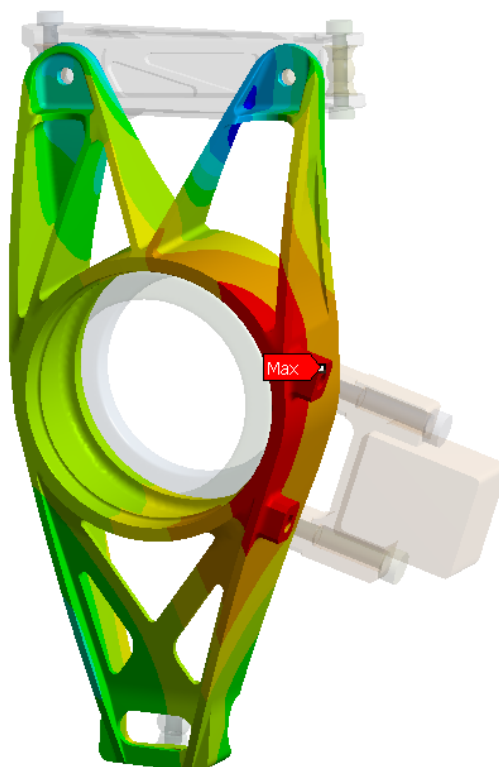
Obr. 53 Detail okolí nejvyššího napětí těhlice D7 vyrobené konvenčním způsobem - akceleraace

Výsledné redukované napětí vychází v podobných hodnotách, jak tomu bylo u frézované těhlice D8. Místo, kde se vysoké napětí naakumulovalo nyní, je v horním bodě blízko ramene zavěšení. To je dáno ještě původní koncepcí zavěšení pull-rod, kdy horní bod u ramene je zablokován v posuvu ve všech třech osách.



C: AKCELERACE  
Total Deformation 2  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
6.5.2018 10:45

0,37573 Max  
0,36296  
0,3502  
0,33743  
0,32466  
0,3119  
0,29913  
0,28637  
0,2736  
0,26083 Min



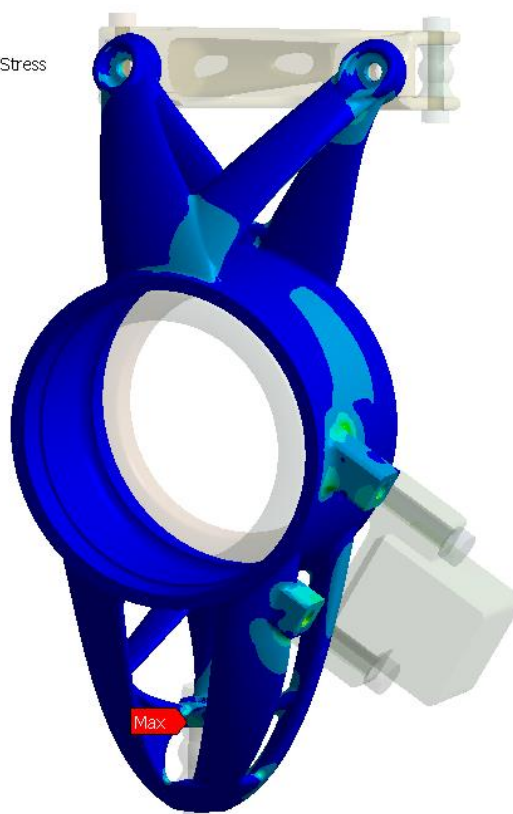
Obr. 54 MKP deformační analýza pro těhlici D7 vyrobenou konvenčním způsobem - akcelerace

Lze si povšimnout, že u ložského modelu byla deformace podstatně horší, než u letošních dvou typů pro vůz D8.

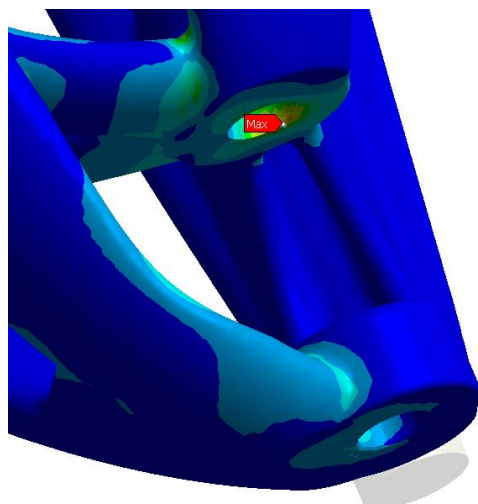
#### BRZDĚNÍ – TĚHLICE PRO VŮZ D8 VYROBENÁ ADITIVNÍ TECHNOLOGIÍ

C: BRZDY  
Equivalent Stress 3  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2  
6.5.2018 10:53

230,73 Max  
205,1  
179,46  
153,83  
128,2  
102,56  
76,929  
51,296  
25,662  
0,028685 Min



Obr. 55 MKP napěťová analýza pro těhlici D8 vyrobenou aditivní technologií - brzdění

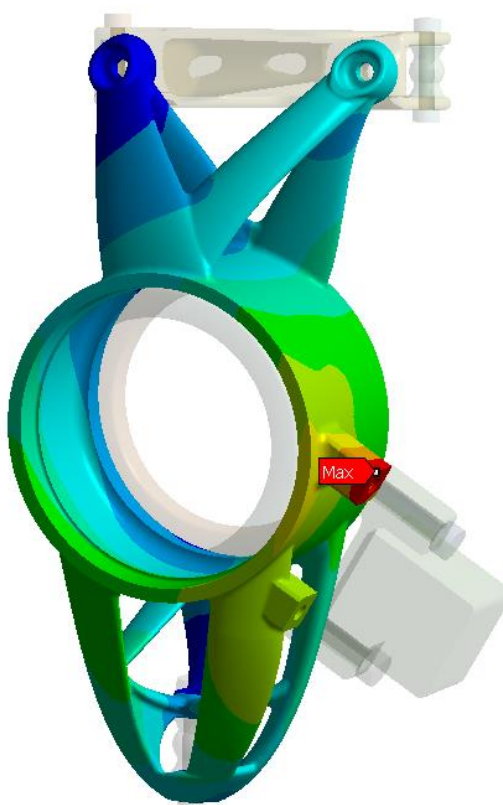


Obr. 56 Detail okolí nejvyššího napětí těhlíce D8 vyrobené aditivní technologií - brzdění

Nejvyšší napětí 250 MPa se opět objevilo na hraně. Nicméně je velmi nízko pod hranicí mezního stavu pružnosti a není potřeba se jím nadále jakkoliv zabývat.

C: BRZDY  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
6.5.2018 10:57

0,30678 Max  
0,27306  
0,23934  
0,20562  
0,1719  
0,13817  
0,10445  
0,070732  
0,03701  
0,0032886 Min



Obr. 57 MKP deformační analýza pro těhlici D8 vyrobenou aditivní technologií – brzdění

Z deformační analýzy je možné si všimnout deformace těhlíce s hodnotou 0,306 mm. Pokud je porovnán takový výsledek s výsledkem těhlíce pro vůz D7 níže, je více než jasné, že se jedná o markantní navýšení tuhosti.

**BRZDĚNÍ – TĚHLICE PRO VŮZ D8 VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU****H: BRZDY**

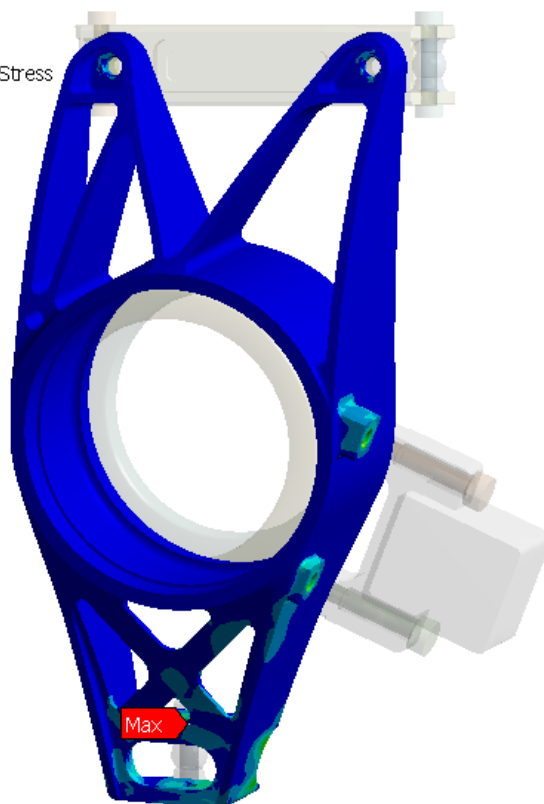
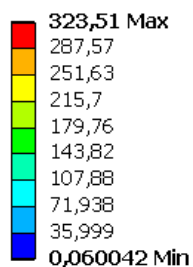
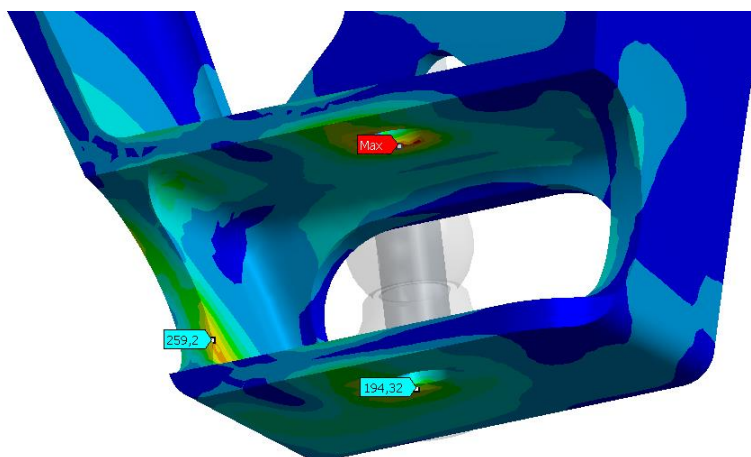
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

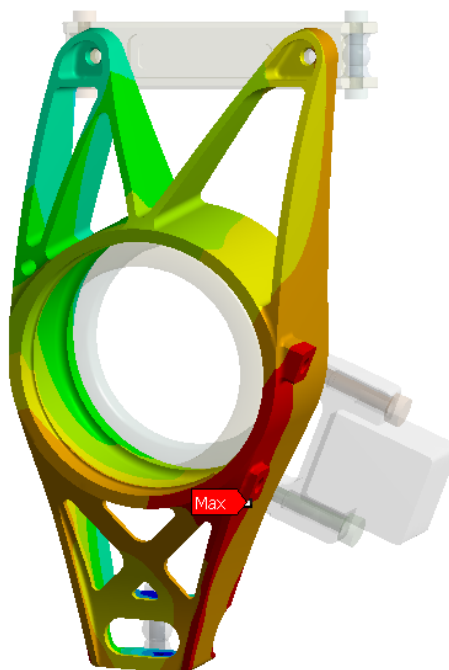
6.5.2018 11:30

*Obr. 58 MKP napěťová analýza pro těhlici D8 vyrobenou konvenčním způsobem - brzdění**Obr. 59 Detail okolí nejvyššího napětí těhlice D8 vyrobené konvenčním způsobem - brzdění*

Z napěťové analýzy opět vyplývá, že nejvyšší hodnota napětí je v dolní části, na hraně díry pro lícovaný šroub. Poměrně vyšší hodnoty se nyní vyskytují i ve výběru pro rameno.

H: BRZDY  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
6.5.2018 11:29

0,30418 Max  
0,27055  
0,23691  
0,20328  
0,16965  
0,13601  
0,10238  
0,068744  
0,03511  
0,0014758 Min



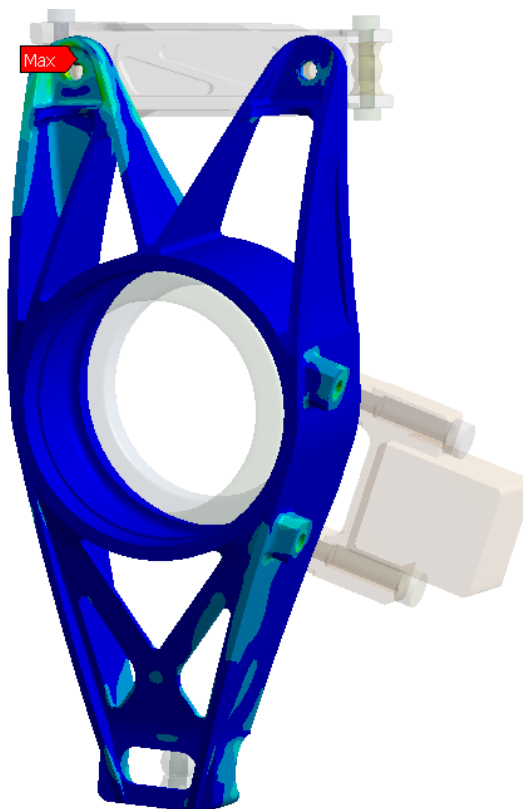
Obr. 60 MKP deformační analýza pro těhlici D8 vyrobenou konvenčním způsobem - brzdění

Těhlice pro vůz D8 vyrobená frézováním dosahuje podobné tuhosti, jako je tomu u typu s využitím topologické optimalizace. Nicméně později si ukážeme jejich nezanedbatelný hmotnostní rozdíl.

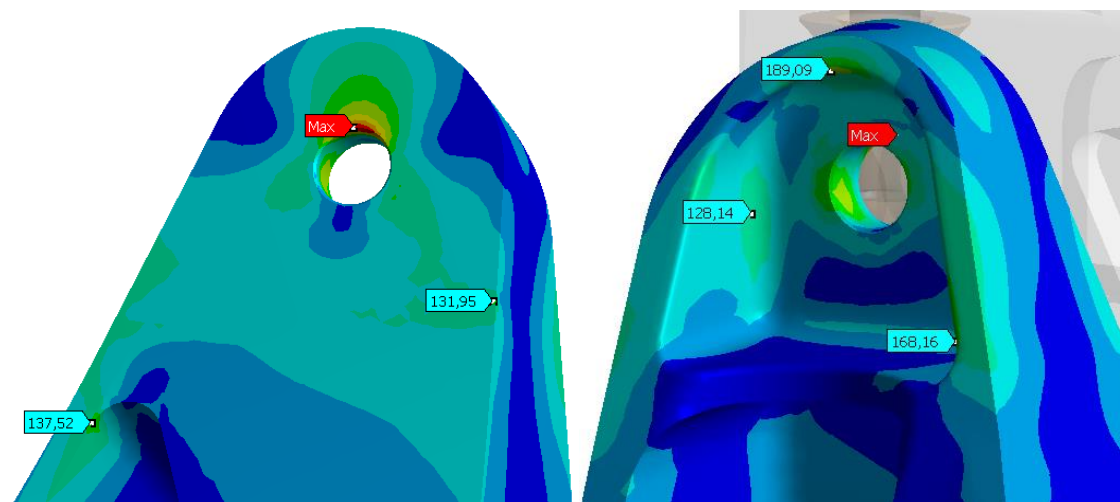
#### BRZDĚNÍ – TĚHLICE PRO VŮZ D7 VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU

B: BRZDY  
Equivalent Stress 3  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2  
6.5.2018 11:45

285,36 Max  
253,65  
221,95  
190,25  
158,55  
126,85  
95,151  
63,45  
31,749  
0,048377 Min



Obr. 61 MKP napětíová analýza pro těhlici D7 vyrobenou konvenčním způsobem - brzdění

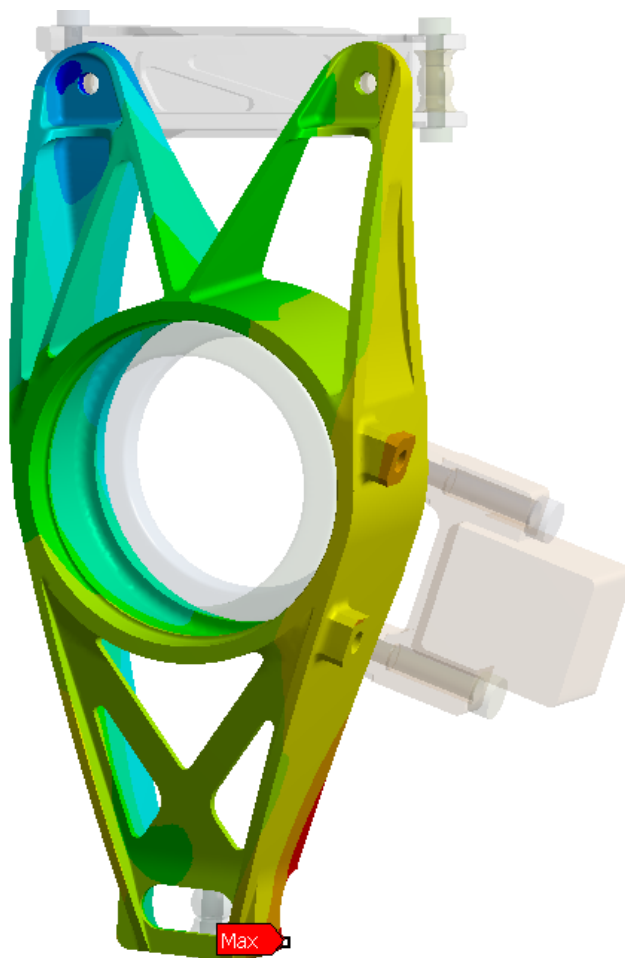


Obr. 62 Detail okolí nejvyššího napětí těhlíce D7 vyrobené konvenčním způsobem - brzdění

Napětí vyskytující se v blízkosti horního bodu uchycení k přírubě poblíž horního ramene dosahuje nejvyššího napětí 285,65 MPa. Jelikož se ale jedná o vysoké napětí přímo na ostré hraně, není vhodné takovou hodnotu zahrnout do pozdějšího posouzení bezpečnosti. Lze si všimnout, že v okolí dosahuje napětí na těhlici mimo ostré hrany necelých 190 MPa.

**B: BRZDY**  
Total Deformation 2  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
6.5.2018 11:44

0,65332 Max  
0,62055  
0,58778  
0,55501  
0,52224  
0,48947  
0,4567  
0,42394  
0,39117  
0,3584 Min



Obr. 63 MKP deformační analýza pro těhlici D7 vyrobenou konvenčním způsobem - brzdění

Ložiská těhlice vozu D7 dosahuje nejvyšší deformace právě při jízdním stavu brzdění. Pokud porovnáme typy frézovaných těhlic D7 a D8, je jasně viditelné navýšení tuhosti celého dílu, a to díky zvětšení průměru ložisek.

#### PRŮJEZD ZATÁČKOU – TĚHLICE PRO VŮZ D8 VYROBENÁ ADITIVNÍ TECHNOLOGIÍ

D: ZATÁČKA

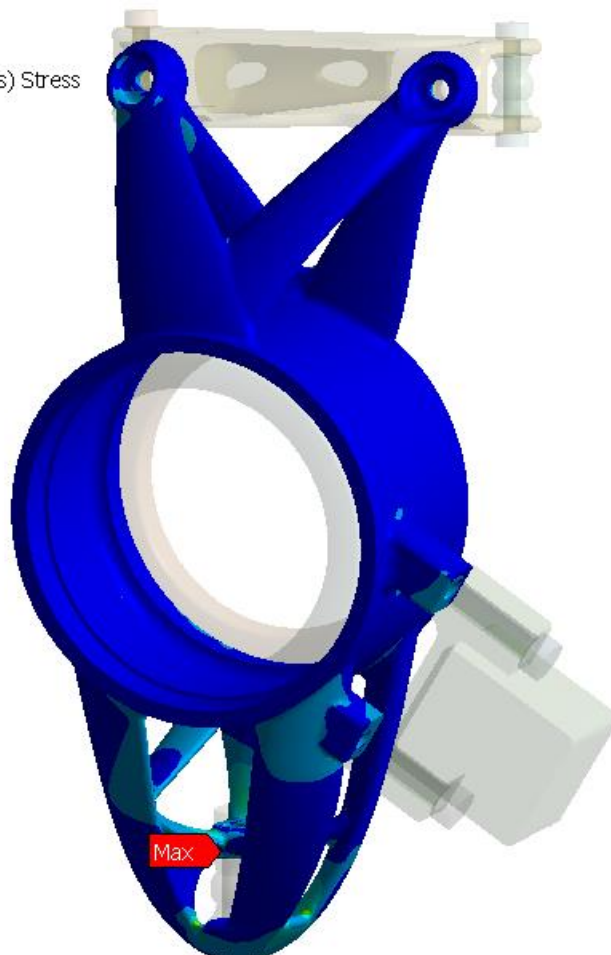
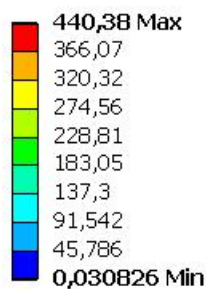
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

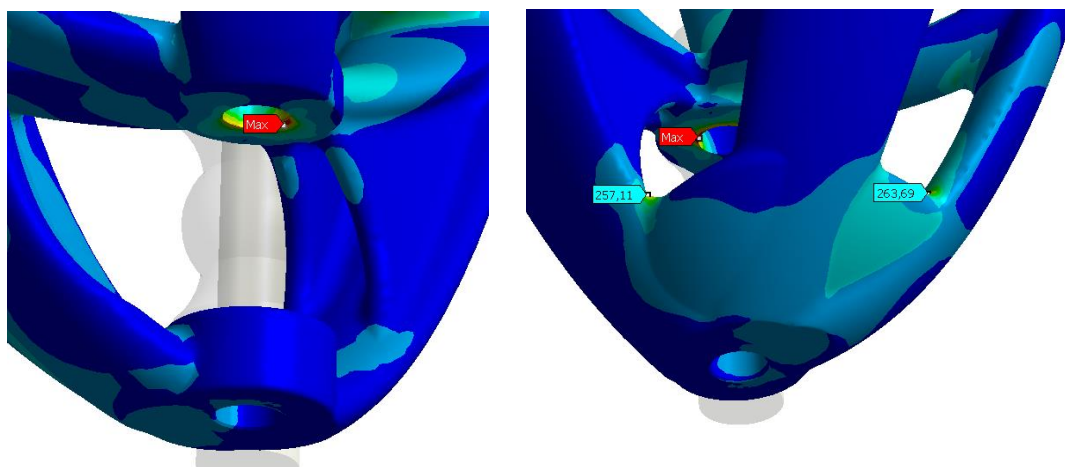
Unit: MPa

Time: 2

6.5.2018 11:59



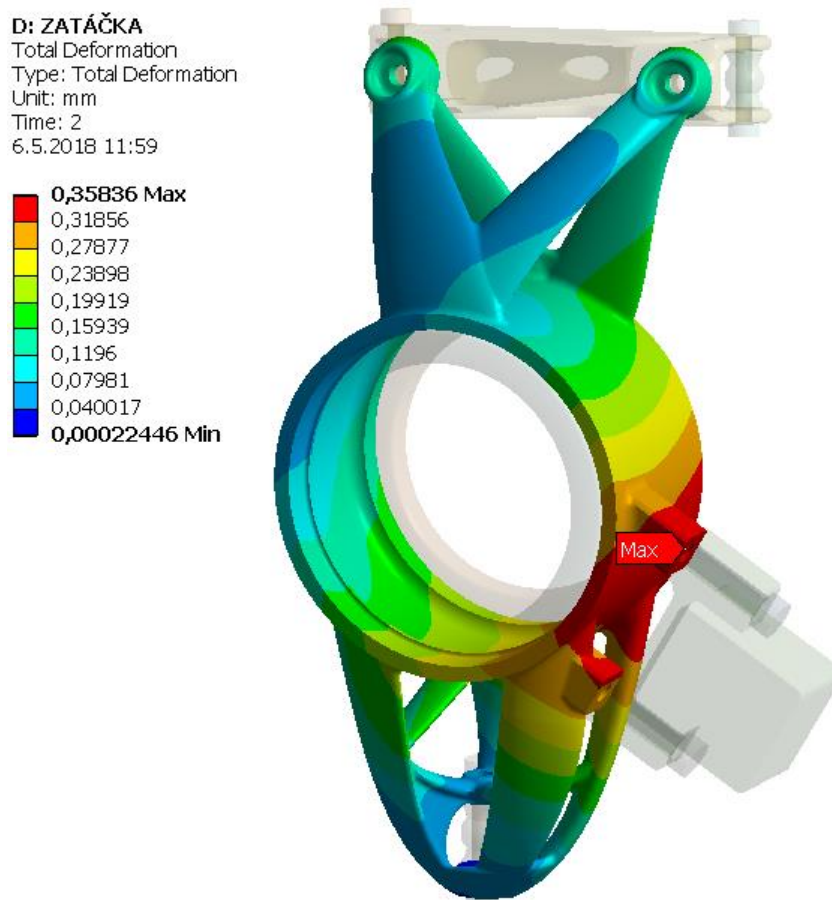
Obr. 64 MKP napěťová analýza pro těhlici D8 vyrobenou aditivní technologií – průjezd zatáčkou



Obr. 65 Detaily okolí nejvyššího napětí těhlice D8 vyrobené aditivní technologií – průjezd zatáčkou



Z výsledků je jasné vidět nejvyšší hodnota napětí 440 MPa. Opět se objevila na hraně pro díru lícovaného šroubu. Jelikož je dosahováno tak vysokého napětí přímo na ostré hraně kontaktu, mohu prohlásit, že se jedná pouze o malou plastitizaci materiálu, neboť použitá slitina hliníku má několikanásobně nižší tvrdost než ocel, ze které je vyrobený lícovaný šroub. Pokud se zaměřím na napětí v rozích spojení podpor a spodního bodu, jsou zde hodnoty napětí pohybující se okolo 260 MPa. Proto zde proběhla změna popsáná v předešlé kapitole u průběžného vývoje výsledné geometrie těhlíce, neboť v těchto místech se objevovalo napětí o několik desítek vyšší. Pokud jsou koncentrátoři napětí zahrnuti do celkového posouzení bezpečnosti, pak její hodnota činí 1,7, která pro komponenty studentské formulové vozy, po několikaleté zkušenosti, dostačuje.



*Obr. 66 MKP deformační analýza pro těhlici D8 vyrobenou aditivní technologií – průjezd zatáčkou*

Pokud výsledek deformace porovnám s ostatními typy těhlíc, je zřetelné, že nejvyšší tuhost se dosáhla právě díky způsobu, jakým probíhal celý postup návrhu, tedy za pomoci topologické optimalizace a následného 3D tisku složité geometrie.



## PRŮJEZD ZATÁČKOU – TĚHLICE PRO VŮZ D8 VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU

## I: ZATÁČKA

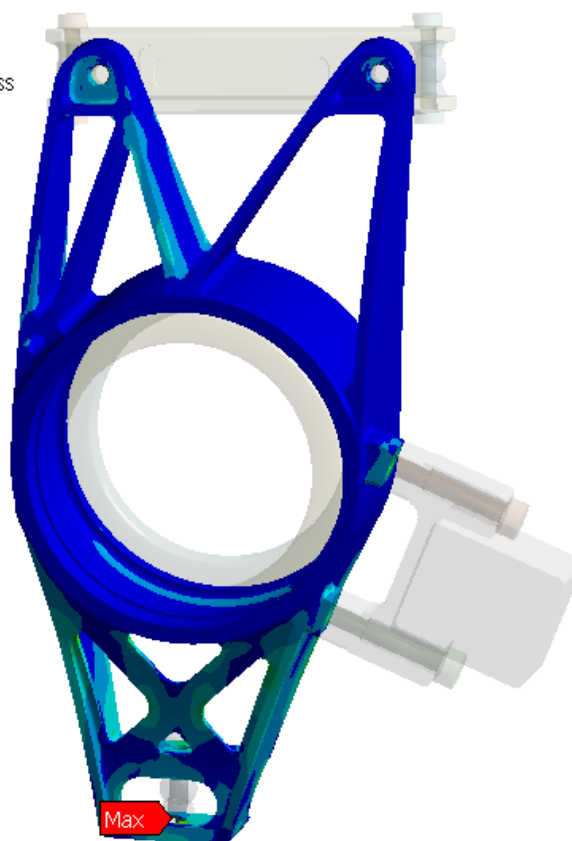
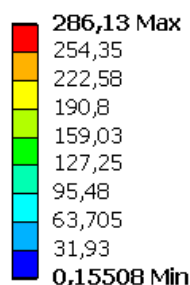
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

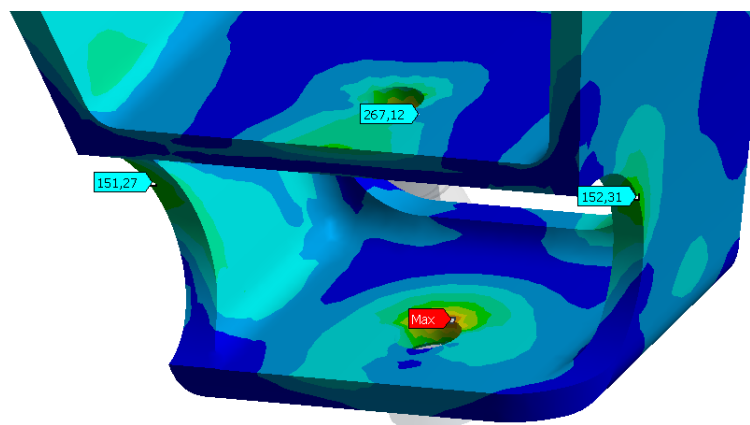
Unit: MPa

Time: 2

6.5.2018 12:54



Obr. 67 MKP napěťová analýza pro těhlici D8 vyrobenou konvenčním způsobem – průjezd zatáčkou

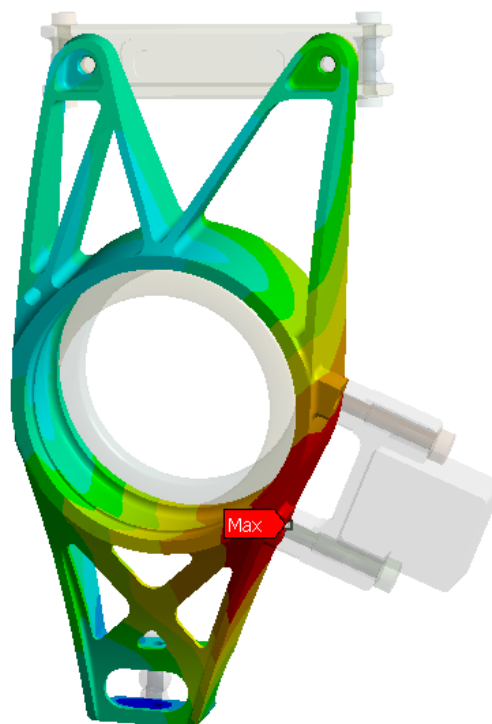


Obr. 68 Detail okolí nejvyššího napětí těhlice D8 vyrobené konvenčním způsobem – průjezd zatáčkou

Nejvyšší napětí se vyskytlo na hraně pro díru na šroub na straně, kde není technologicky možné provést zkosení nebo jiný způsob úpravy geometrie, pro redukování napětí. Jelikož se ale jedná o hodnotu daleko menší, než jaká je charakteristická mez kluzu pro daný materiál, nebylo potřeba se dále problematikou zabývat.

**I: ZATÁČKA**  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 6.5.2018 12:53

0,3728 Max  
 0,33184  
 0,29087  
 0,2499  
 0,20894  
 0,16797  
 0,12701  
 0,086041  
 0,045075  
 0,0041095 Min



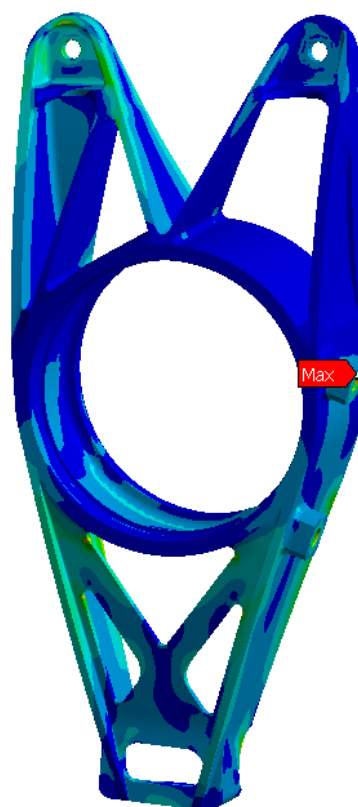
Obr. 69 MKP deformační analýza pro těhlici D8 vyrobenou konvenčním způsobem – průjezd zatáčkou

Z výsledku simulace je potvrzen předešlý komentář týkající se volby většího ložiska pro docílení vyšší tuhosti, která je pro kolovou skupinu natolik důležitá.

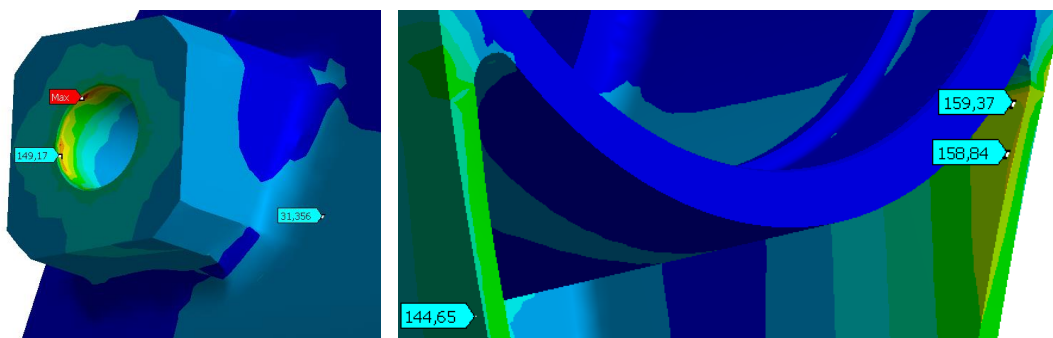
#### PRŮJEZD ZATÁČKOU – TĚHLICE PRO VŮZ D7 VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU

**A: ZATÁČKA**  
 Equivalent Stress 3  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 6.5.2018 13:12

214,17 Max  
 190,38  
 166,59  
 142,81  
 119,02  
 95,231  
 71,443  
 47,655  
 23,868  
 0,079875 Min



Obr. 70 MKP napěťová analýza pro těhlici D7 vyrobenou konvenčním způsobem – průjezd zatáčkou



Obr. 71 Detaily okolí nejvyššího napětí těhlice D7 vyrobené konvenční způsobem – průjezd zatáčkou

I přesto, že zatáčka je jedním z nejkritičtějších stavů pro zadní těhlici, napětí nedosahuje tak vysokých hodnot. Je to způsobeno konstrukcí, která byla především cílena na stav průjezdem zatáčky. Vysoké napětí v okolí díry pro šroub uchycení brzdového třmene je způsobené vysokým předepnutím, které je více než nutné.

**A: ZATÁČKA**  
Total Deformation 4  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
6.5.2018 13:14

**0,41793 Max**  
0,38641  
0,35489  
0,32337  
0,29185  
0,26033  
0,22882  
0,1973  
0,16578  
**0,13426 Min**



Obr. 72 MKP deformační analýza pro těhlici D7 vyrobenou konvenčním způsobem – průjezd zatáčkou

Deformace dosahující hodnoty 0,42 mm je na formulové vozy dostačující hodnota, nicméně mým cílem bylo dosáhnout nejvyšší tuhosti, která by neměla příliš negativní vliv na chování auta během jízdy.

### 3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘÍRUBY PRO D8

Původním záměrem byl návrh pouze těhlice. Jelikož se naskytla možnost využít technologie 3D tisku za podpory Ústavu Konstruování a způsob jakým se topologická optimalizace dá využívat v praxi, byl již osvojen, nebyl důvod v něm dále nepokračovat.

#### 3.1 VOLBA MATERIÁLU

Frézovaný díl již nevykazoval příliš vysoké napětí a používání slitiny typu EN AW 7075 T6, by bylo, dá se říci, i zbytečné. Proto padla volba na již zmiňovaný materiál AlSi10Mg, se kterým má naše vysoká škola dlouholeté zkušenosti, a to jak se samotným tiskem, tak i tepelným zpracováním.

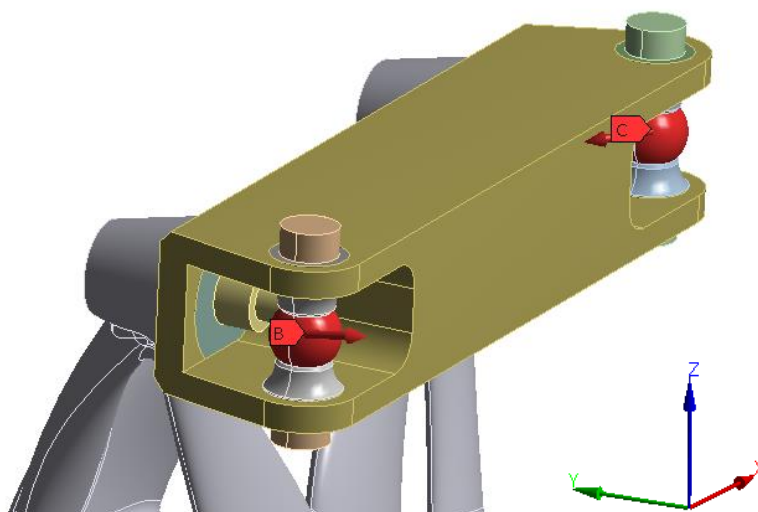
#### 3.2 PŮSOBENÍ SIL

Síly působící na přírubu jsem použil z předešlé úlohy, kdy jsem řešil vhodné okrajové podmínky pro optimalizaci těhlice. Do bodů pro uchycení horního ramene a toe-rodu působí dvojice reakčních sil, které danou přírubu kroutí. Jízdní stavy jsem opět definoval jako akceleraci, brzdění, průjezd zatáčkou a bump.

##### 3.2.1 AKCELERACE

Tab. 5 Hodnoty silového působení na přírubu - akcelerace

	Horní bod Toe rod B	Horní bod ramene C
Osa X	0 [N]	-1113 [N]
Osa Y	-881 [N]	1171 [N]
Osa Z	0 [N]	0 [N]

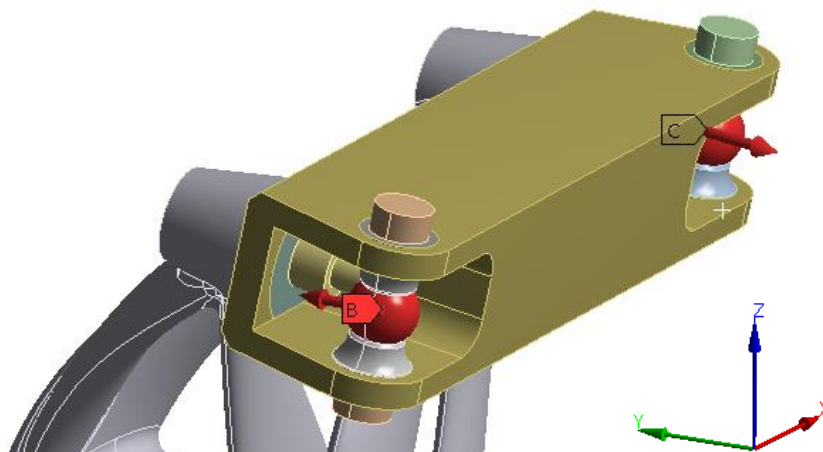


Obr. 73 Grafické znázornění silového působení na přírubu - akcelerace

### 3.2.2 BRZDĚNÍ

Tab. 6 Hodnoty silového působení na přírubu - brzdění

	Horní bod Toe rod B	Horní bod ramene C
Osa X	0 [N]	-115 [N]
Osa Y	822 [N]	-415 [N]
Osa Z	0 [N]	0 [N]

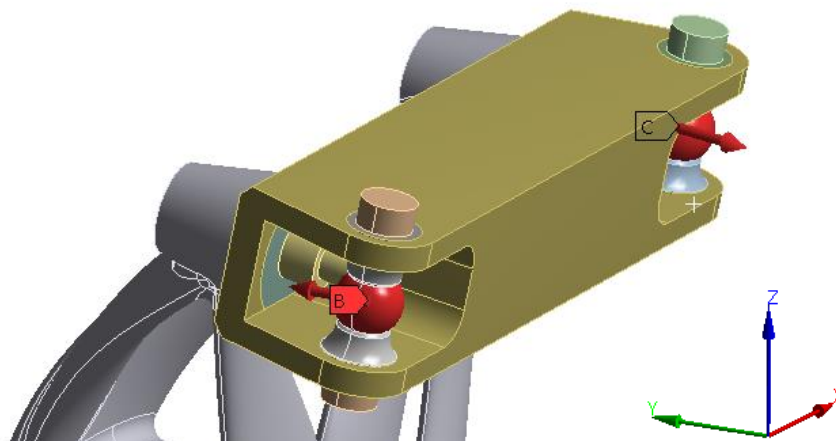


Obr. 74 Grafické znázornění silového působení na přírubu - brzdění

### 3.2.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Tab. 7 Hodnoty silového působení na přírubu – průjezd zatáčkou

	Horní bod Toe rod B	Horní bod ramene C
Osa X	0 [N]	-92 [N]
Osa Y	15 [N]	-1834 [N]
Osa Z	0 [N]	0 [N]

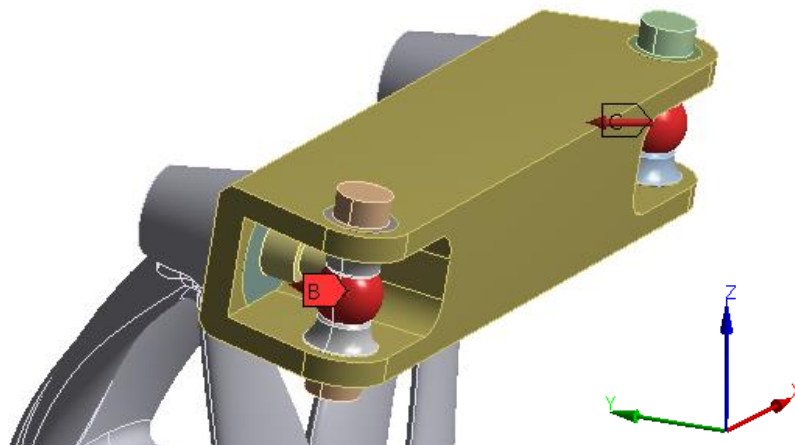


Obr. 75 Grafické znázornění silového působení na přírubu – průjezd zatáčkou

### 3.2.4 BUMP

Tab. 8 Hodnoty silového působení na přírubu – bump

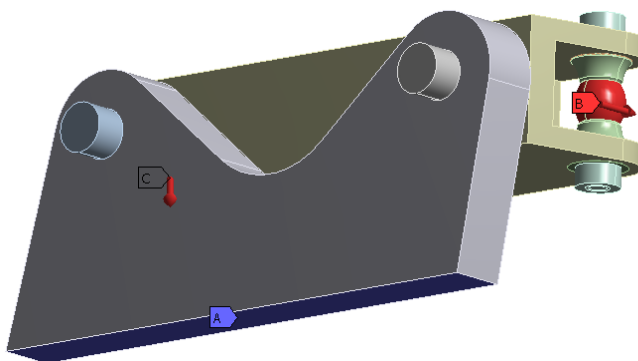
	Horní bod Toe rod B	Horní bod ramene C
Osa X	0 [N]	-92 [N]
Osa Y	15 [N]	162 [N]
Osa Z	0 [N]	0 [N]



Obr. 76 Grafické znázornění silového působení na přírubu – bump

### 3.3 MODEL A OKRAJOVÉ PODMÍNKY PRO TOPOLOGICKOU OPTIMALIZACI

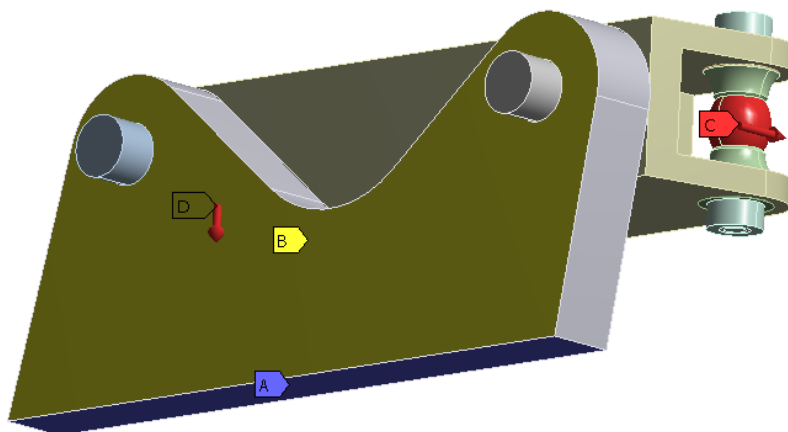
Řídil jsem se především zkušenostmi z předešlé úlohy optimalizování těhlice. Model musel obsahovat všechny díly, které jsou v reálných podmínkách spolu s přírubou v kontaktu, zároveň by neměly být příliš složité, neboť nejsou našim záměrem řešení. Celkově bylo největším oříškem úlohy právě zvolení správného modelu, aby zde nemusel figurovat celý model těhlice, kvůli početní a časové náročnosti. Zároveň ale musela být náhrada dostačující, aby bylo dosaženo optimálních výsledků.



Obr. 77 Zjednodušený model pro optimalizaci příruby – varianta A

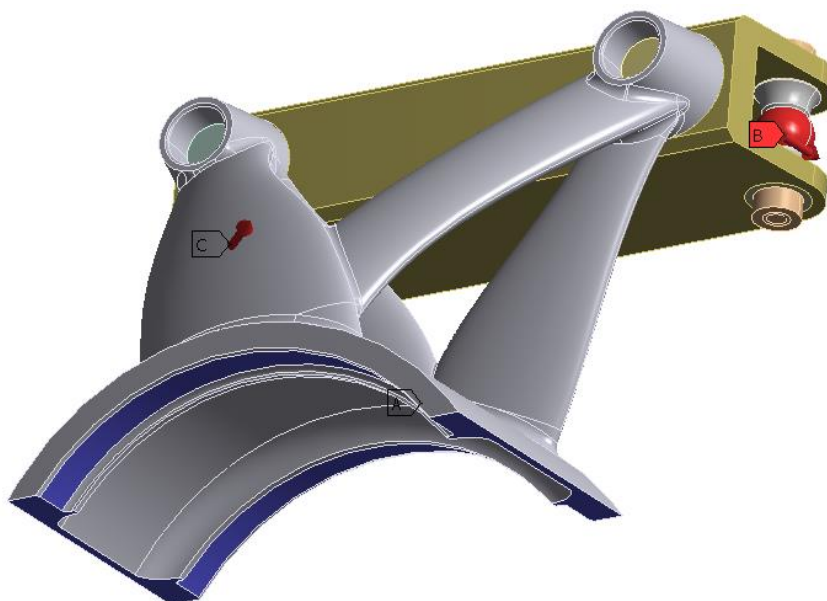
První model byl opravdu jednoduchý. Těhlice byla velmi zjednodušená s vazbou fix support na spodní hraně označené modrou barvou. U tohoto modelu nebyla topologická optimalizace ani spuštěna. To z toho důvodu, kterým byla hodnota deformace a její celkový průběh. Jelikož bylo chování modelu natolik odlišné oproti předcházejícím simulacím s kompletní sestavou, byla celá tato úvaha zamítnuta. Důvodem byla nedostačující tuhost náhrady těhlice.





Obr. 78 Zjednodušený model pro optimalizaci příruby – varianta B

Model s označením B vycházel z první varianty. Tuhost jsem kompenzoval vazbou remote displacement. Z původních poznatků vím, že vazbu fix support na boční stěnu označenou žlutou barvou by nebylo vhodné použít, neboť těhlice by se jevila jako nekonečně tuhé těleso. Tím by optimalizace počítala s vysokou tuhostí těhlice a nevytvořila natolik spojitý model příruby. Podle tohoto výsledku by mohlo dojít i k havárii vozidla, a to vlivem porušení příruby.



Obr. 79 Zjednodušený model pro optimalizaci příruby – varianta C

Třetí a zároveň i poslední varianta modelu se lišila od těch předešlých nahrazením tzv. pacek přímo těhlicí, která zaujímala tvar horní části a spodní část byla odstraněna. Na modře označené plochy byla použita vazba fix support, která nahrazuje náboj. Je nutné podotknout, že v tomto případě jsem vazbu fix support povolil z důvodu dostatečného objemu těhlice mezi již zmiňovanou vazbou fix support a řešenou přírubou.

### 3.4 NASTAVENÍ ŘEŠIČE OPTIMALIZACE

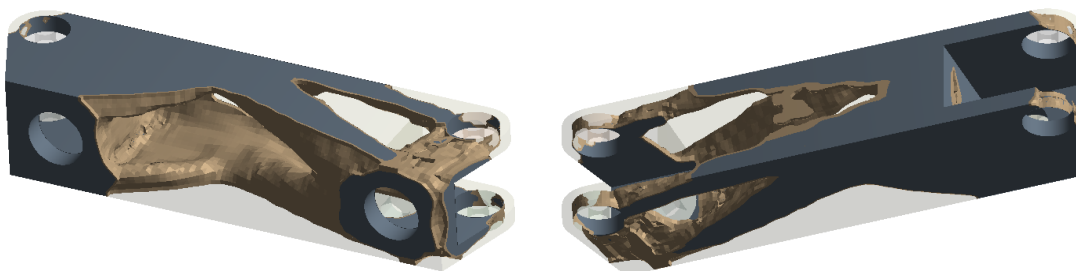
Úloha není natolik složitá jako optimalizování celé těhlice a zároveň jsem již měl vyzkoušené, které způsoby zadávání silových účinků zvolit. Využil jsem volby, jak již bylo řečeno, zadání reakčních sil ve vazbách. Jízdní stavy jsem rozdělil do jednotlivých početních úloh s nastavením 40 % zůstatku objemu z původního polotovaru vážícího 195 g bez hraničních insertů. Váha stavů byla nastavena u všech s prioritou 1, neboť u příruby neměla změna váhy jízdních stavů tak velký vliv na konečný výsledek.

Enabled	Response Type	Goal	Formulation	Environment Name	Weight	Multiple Sets	Start Step	End Step	Step	Start Mode	End Mode	Mode
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	AKCELERACE	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	BRZDY	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	ZATÁČKA	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	Program Controlled	BUMP	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A

Obr. 80 Rozvržení jízdních stavů

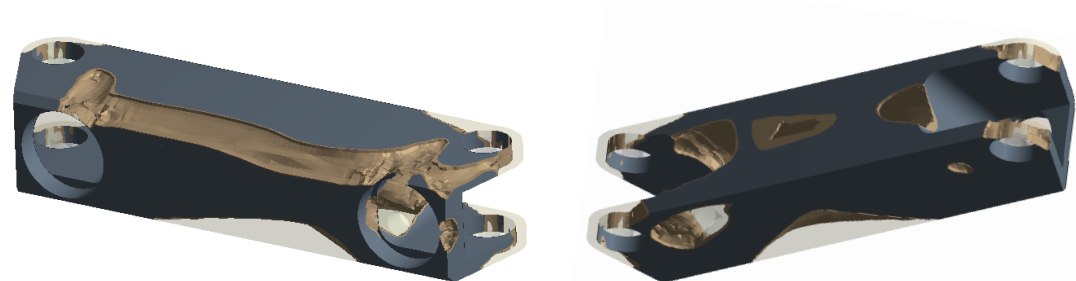
### 3.5 VÝSLEDKY OPTIMALIZACE DÍLU

Jak již bylo řečeno, varianta A nevyhovovala již od začátku. Pokud se podíváme níže [obr. 81], vidíme výslednou optimalizaci z modelu s označením B. Výsledná hmotnost činí 80 g bez hraničních insertů. Tvar příruby nabývá opravdu odlehčeného dojmu, nicméně stále je zde potřeba oka konstruktéra, který musí vše zkontrolovat a ujistit se, že je vše v pořádku. A to je právě důvod, proč byla tato varianta zamítnuta. Celkový pohled na díl nenabývá dojmu dostatečné tuhosti.



Obr. 81 Výsledný tvar optimalizace příruby – varianta B

Naproti tomu výsledek poslední varianty [obr. 82], která je co nejvíce podobná celkové sestavě, je i po vizuální stránce reálně použitelná na monopost. Celkový tvar působí subtilně a spojitě.



Obr. 82 Výsledný tvar optimalizace příruby – varianta C

Bohužel vyrobit takový díl konvenční metodou, tedy frézováním, je zcela nemožné. To však nebyl můj záměr, po celou dobu jsem cílil na možnost konečný model vytisknout ze slitiny hliníku AlSi10Mg.

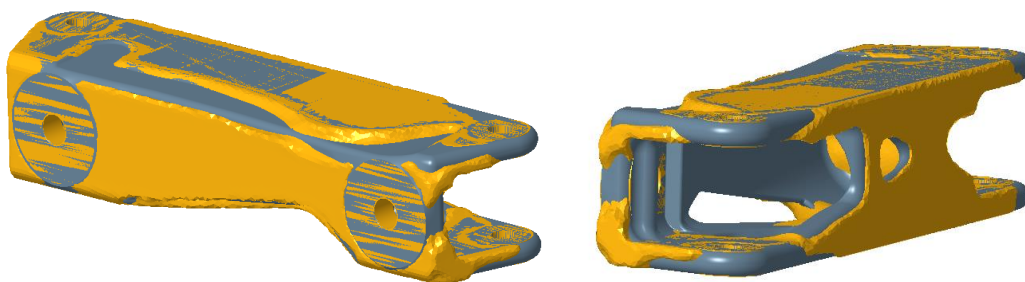
Topologická optimalizace má řadu nastavení, která se dají využít pro výrobu jinými způsoby než pouze 3D tiskem. Takovou možností může být volba v nastavení extrusion, kdy předem nadefinujeme, kterým směrem má optimalizace odebírat objem tělesa. Pro ukázkou je zde vyobrazený výsledek optimalizovaného dílu, který je následně možno vyrobit na CNC obráběcím centru.



Obr. 83 Výsledný tvar optimalizace příruby vhodný pro frézování – varianta C

### 3.6 PŘEMODELOVÁNÍ VÝSLEDNÉHO OPTIMALIZOVANÉHO TVARU

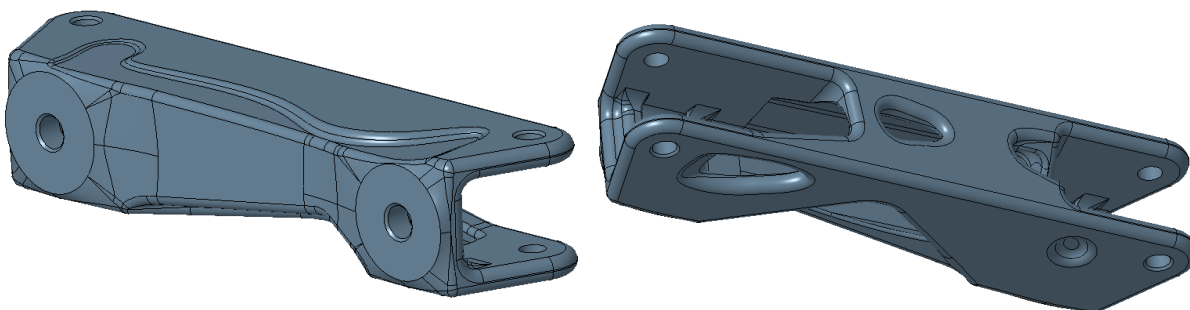
I zde je vhodné díl přemodelovat v CAD programu, a to ze stejných důvodů, jak tomu bylo u těhlice. U příruby bylo mnohem vhodnější vyjít vstříc technologii výroby 3D tiskem a koncipovat tvar tak, aby měl co nejméně podpor, které zhoršují celistvost povrchu. Příkladem může být vnitřní dutina vedoucí skrz celý model [obr. 84].



Obr. 84 Prolnutí modelu optimalizovaného s modelem finálním

#### 3.6.1 VÝSLEDNÝ MODEL PŘÍRUBY

Lze si všimnout, že výsledná geometrie příruby značně kopíruje tvar optimalizovaného dílu. Jak již bylo řečeno, optimalizovaný díl nabýval pohledem subtilního dojmu a nebylo nutné model výrazně pozměnit.



Obr. 85 Výsledný model příruby

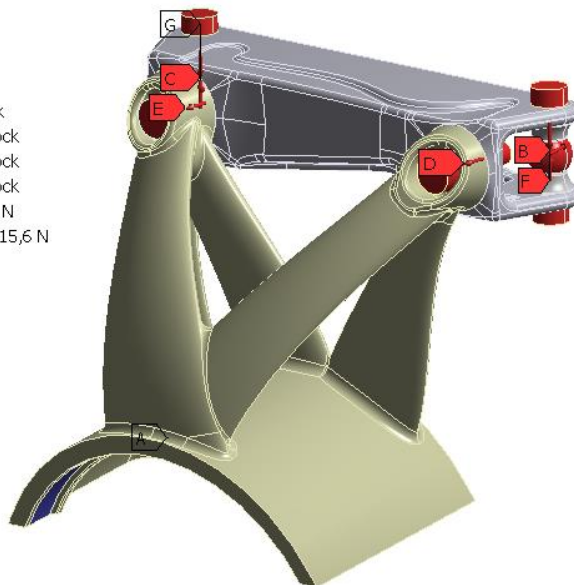
### 3.7 OPĚTOVNÉ ZATÍŽENÍ

Následné ověření geometrie modelu vycházejícího z optimalizace je nutné ověřit stejně tak, jako tomu bylo u těhlice. Okolní tělesa byla přejata z modelu určeného pro optimalizaci příruby, jedinou odlišností je pak záměna předešlého polotovaru příruby za finální model, doplněný o bolt pretension a nastavení nelineárních kontaktů. Kontakty obsahují stejná nastavení, jako tomu bylo při zpětném zatížení těhlice.

#### 3.7.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY PRO ZATÍŽENÍ PŘÍRUBY - AKCELERACE

**O: AKCELERACE**  
Static Structural  
Time: 2, s  
6.5.2018 17:47

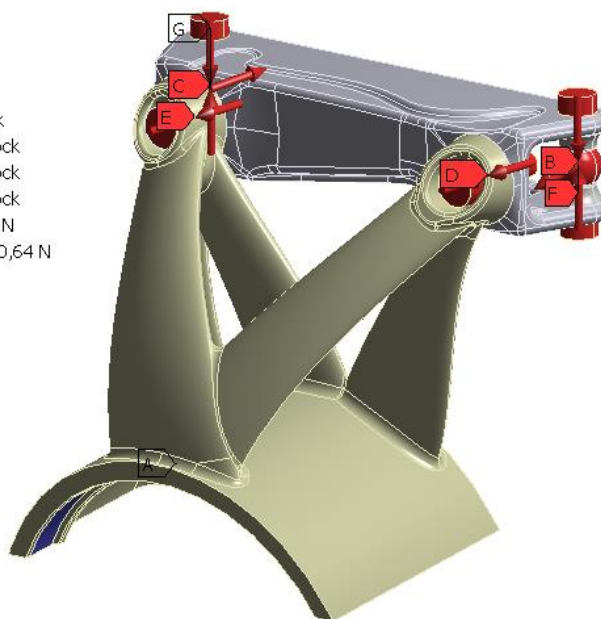
- A** Fixed Support
- B** Bolt Pretension: Lock
- C** Bolt Pretension 2: Lock
- D** Bolt Pretension 3: Lock
- E** Bolt Pretension 4: Lock
- F** Remote Force: 881, N
- G** Remote Force 2: 1615,6 N



*Obr. 86 Okrajové podmínky pro zatížení příruby - akcelerace*

**P: BRZDY**  
Static Structural 2  
Time: 2, s  
6.5.2018 17:48

- A** Fixed Support
- B** Bolt Pretension: Lock
- C** Bolt Pretension 2: Lock
- D** Bolt Pretension 3: Lock
- E** Bolt Pretension 4: Lock
- F** Remote Force: 822, N
- G** Remote Force 2: 430,64 N



*Obr. 87 Okrajové podmínky pro zatížení příruby - brzdění*

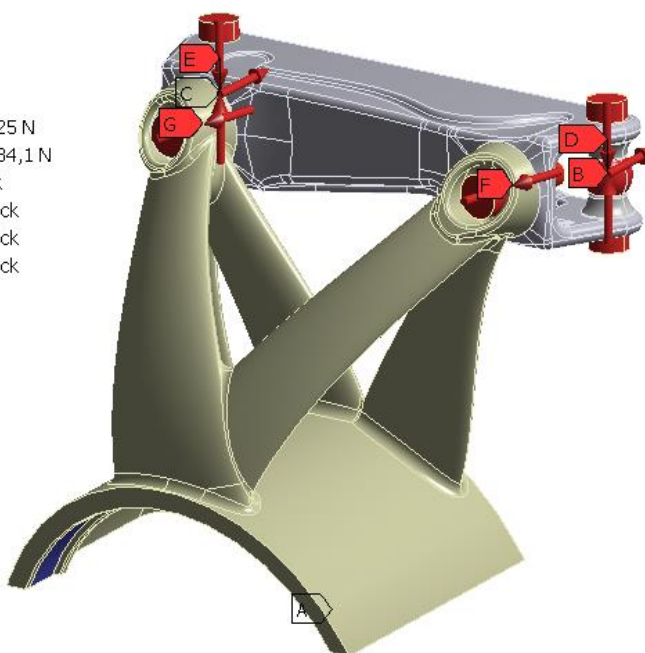
**Q: ZATÁČKA**

Static Structural 3

Time: 1,6448 s

6.5.2018 17:49

- A** Fixed Support
- B** Remote Force: 9,6725 N
- C** Remote Force 2: 1184,1 N
- D** Bolt Pretension: Lock
- E** Bolt Pretension 2: Lock
- F** Bolt Pretension 3: Lock
- G** Bolt Pretension 4: Lock



Obr. 88 Okrajové podmínky pro zatížení příruby – průjezd zatáčkou

### 3.7.2 VÝSLEDKY ZE STATICKÝCH SIMULACÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

Zde porovnám výsledky napěťové i deformační analýzy příruby klasické, tedy frézované a příruby, která byla optimalizována a následně přemodelována. Celkové zhodnocení bude zahrnuto v závěru.

#### AKCELERACE – PŘÍRUBA VYROBENÁ ADITIVNÍ TECHNOLOGIÍ

**O: AKCELERACE**

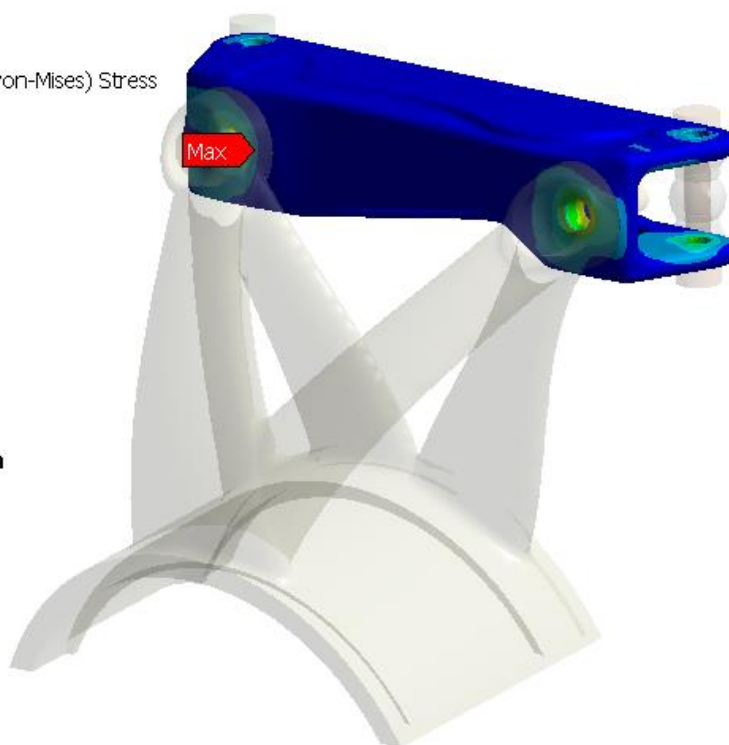
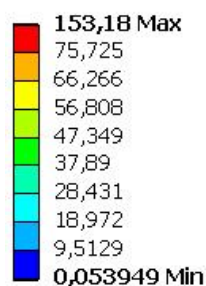
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

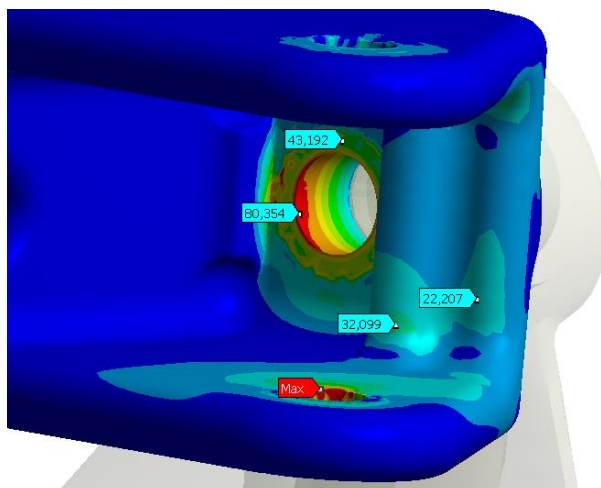
Time: 2

6.5.2018 17:55



Obr. 89 MKP napěťová analýza pro přírubu vyrobenou aditivní technologií - akcelrace

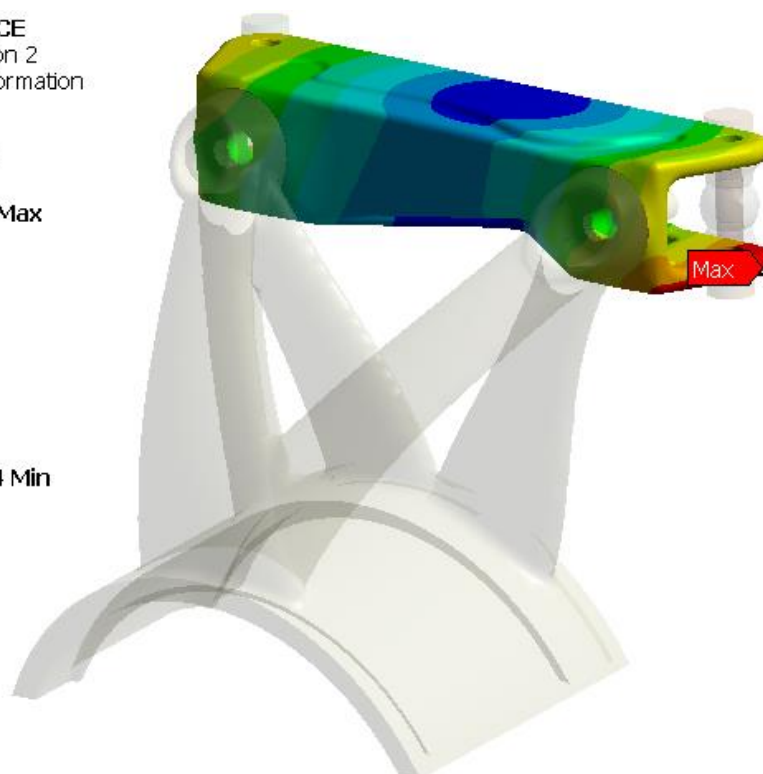




Obr. 90 Detaily okolí nejvyššího napětí příruby vyrobené aditivní technologií – akcelerace

**O: AKCELERACE**  
 Total Deformation 2  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 6.5.2018 17:54

**0,066217 Max**  
 0,059909  
 0,0536  
 0,047292  
 0,040984  
 0,034676  
 0,028368  
 0,02206  
 0,015752  
**0,0094434 Min**



Obr. 91 MKP deformační analýza pro přírubu vyrobenou aditivní technologií - akcelerace

Jak již bylo řečeno, na přírubě se neobjevují tak vysoká napětí, jako je tomu na těhlici. Nejvyšší napětí během akcelerace se vyskytuje na hraně díry pro lícovaný šroub, dále pak v okolí matice pro šroub M6. Pokud započítám do maximálního napětí na přírubě i peeky napětí na hranách, je dosaženo bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti 2,8 při akceleraci.

Pokud se zaměřím na deformaci, kdy hodnota činí 0,066 mm, mohu prohlásit, že využití topologické optimalizace byla správná volba.



**AKCELERACE – PŘÍRUBA VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU****X: AKCELERACE**

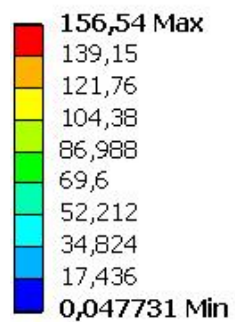
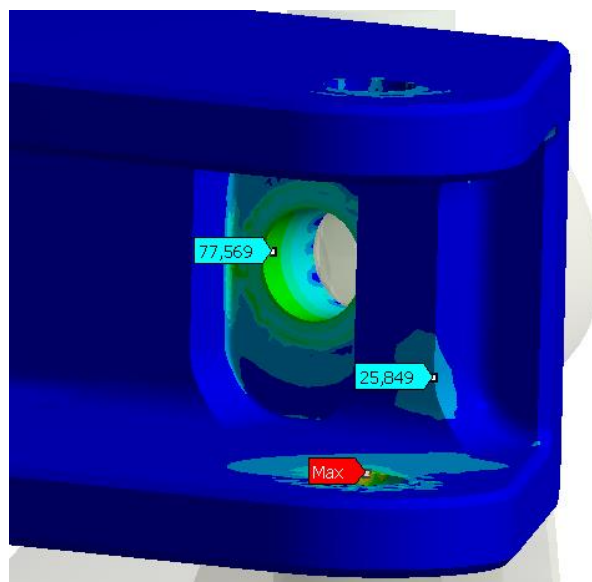
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

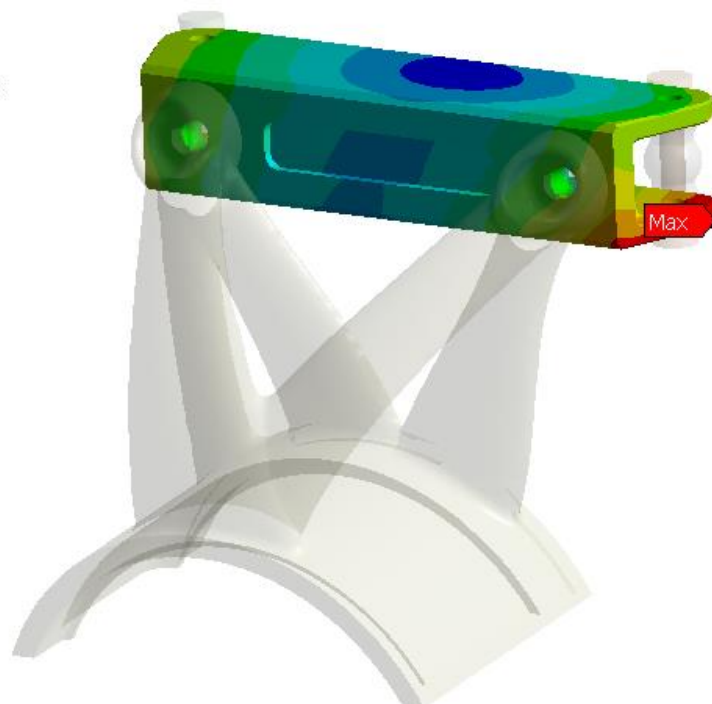
Time: 2

6.5.2018 18:06

*Obr. 92 MKP napěťová analýza pro přírubu vyrobenou konvenční metodou - akcelrace**Obr. 93 Detaily okolí nejvyššího napětí příruby vyrobené konvenční metodou - akcelrace*

X: AKCELERACE  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
6.5.2018 18:19

0,069327 Max  
0,06279  
0,056252  
0,049715  
0,043177  
0,03664  
0,030102  
0,023565  
0,017027  
0,01049 Min



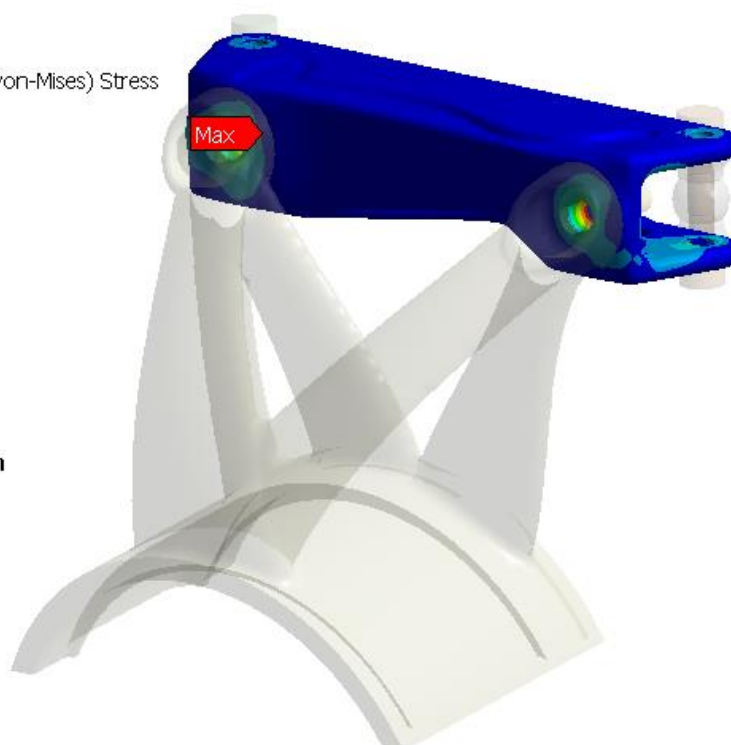
Obr. 94 MKP deformační analýza pro přírubu vyrobenou konvenční metodou – akcelerační

Jak bylo řečeno, tuhost frézovaného dílu je o minimální rozdíl menší, pokud ale do hodnocení zahrnu i poměr tuhost/váha je rozdíl viditelnější, více v další kapitole.

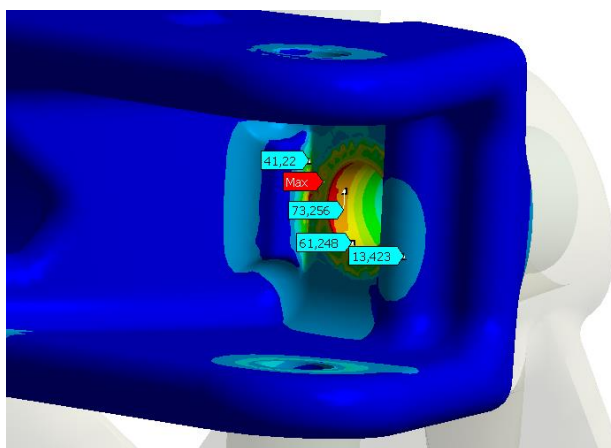
#### BRZDĚNÍ – PŘÍRUBA VYROBENÁ ADITIVNÍ TECHNOLOGIÍ

P: BRZDY  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2  
6.5.2018 17:57

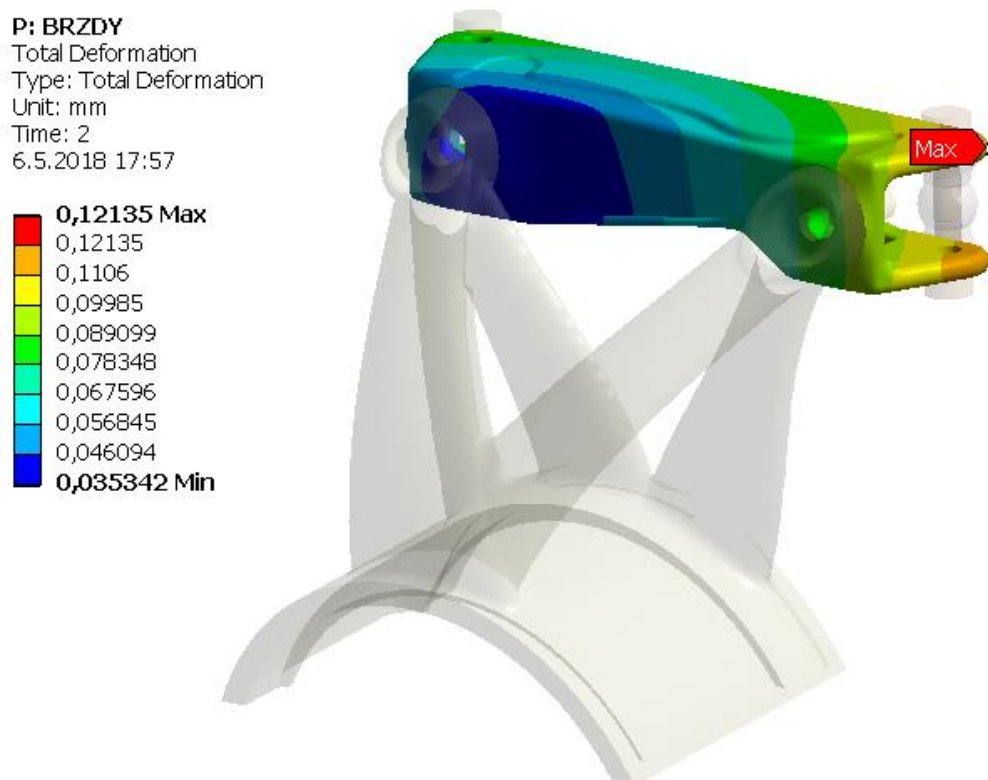
95,979 Max  
76,344  
66,805  
57,266  
47,727  
38,188  
28,649  
19,11  
9,5714  
0,032484 Min



Obr. 95 MKP napěťová analýza pro přírubu vyrobenou aditivní technologií - brzdění



Obr. 96 Detaily okolí nejvyššího napětí příruby vyrobené aditivní technologií – brzdění



Obr. 97 MKP deformační analýza pro přírubu vyrobenou aditivní technologií – brzdění

V případě, kdy auto začíná brzdit, je vyšší tuhost dána ku prospěchu příruby vycházející z topologické optimalizace. I když se opět jedná o minimální rozdíl, který nemá řidič závodního vozu šanci zaznamenat.

**BRZDĚNÍ – PŘÍRUBA VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU****Y: BRZDY**

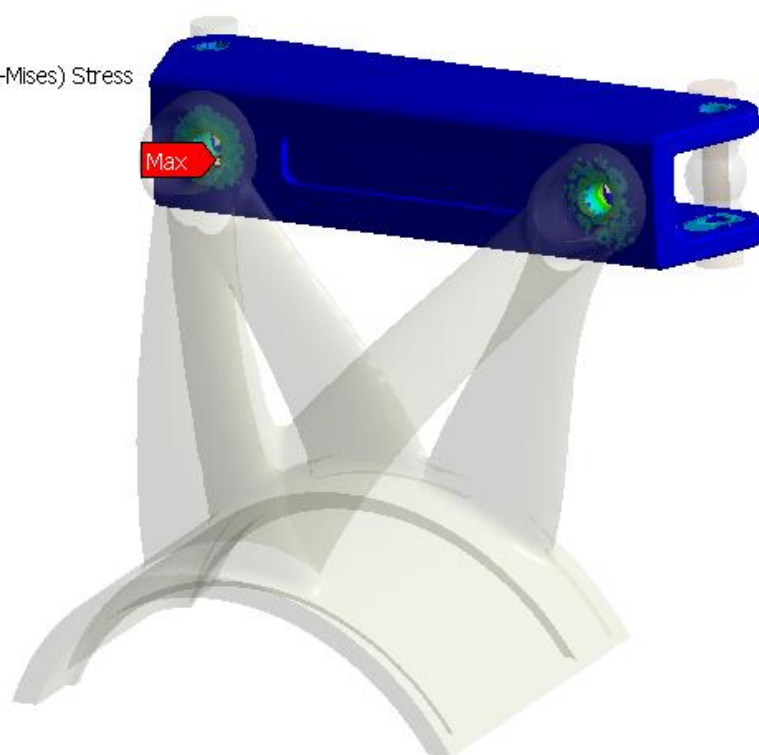
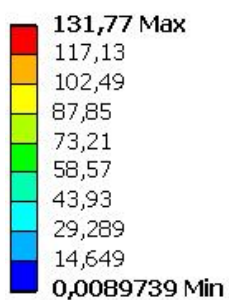
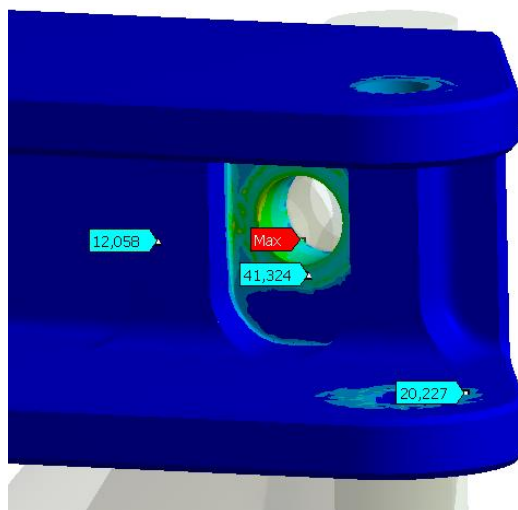
Equivalent Stress

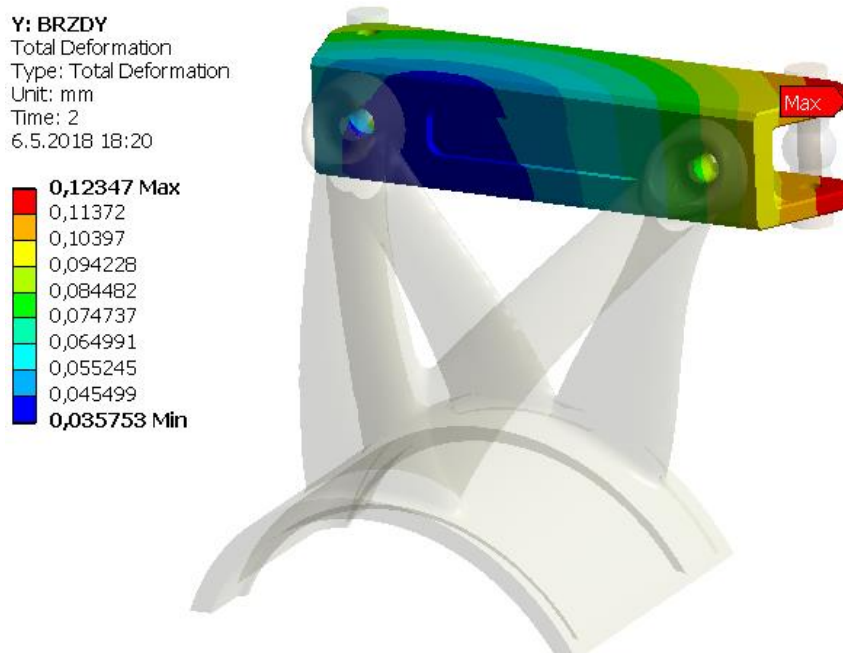
Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

6.5.2018 18:21

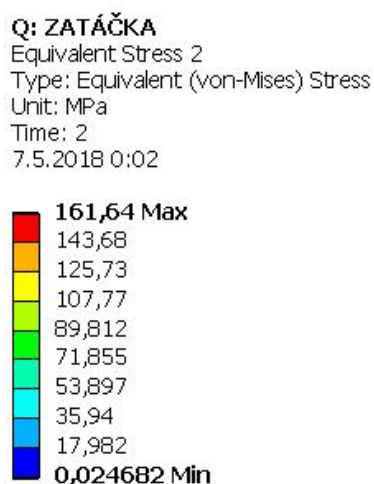
*Obr. 98 MKP napěťová analýza pro přírubu vyrobenou konvenční metodou - brzdění**Obr. 99 Detaily okolí nejvyššího napětí přírubu vyrobené konvenční metodou - brzdění*



*Obr. 100 MKP deformační analýza pro přírubu vyrobenou konvenční metodou – brzdění*

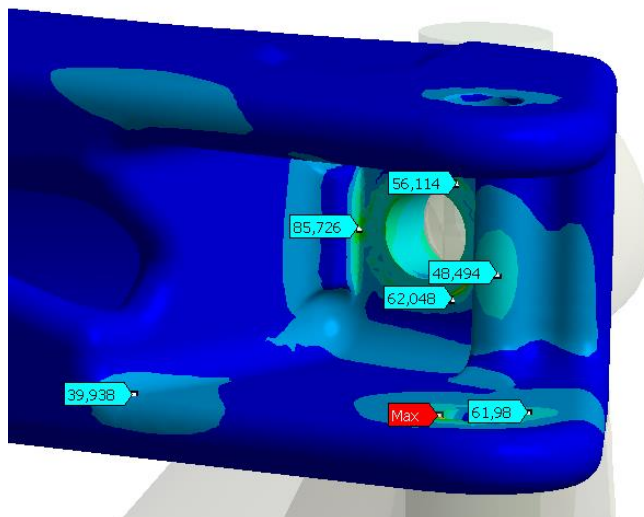
Stav, kdy vozidlo začíná brzdit, je pro oba typy komponentů nejméně náročný. V předešlých letech tomu bylo přesně naopak. Důvodem je jiná konstrukce těhlice, kdy pro letošní rok nebyla cílena tuhost především na průjezd zatáčkou, ale díky topologické optimalizaci byla těhlice koncipována pro jednotlivé stavy rovnoměrně. Výsledek se tím pádem podílí i na přírubě, která je oproti loňskému typu o něco málo delší (dáno kinematikou vozu), nicméně i jako frézovaný díl má menší hmotnost, než tomu bylo u vozu D7.

#### PRŮJEZD ZATÁČKOU – PŘÍRUBA VYROBENÁ ADITIVNÍ TECHNOLOGIÍ



*Obr. 101 MKP napětíová analýza pro přírubu vyrobenou aditivní technologií – průjezd zatáčkou*

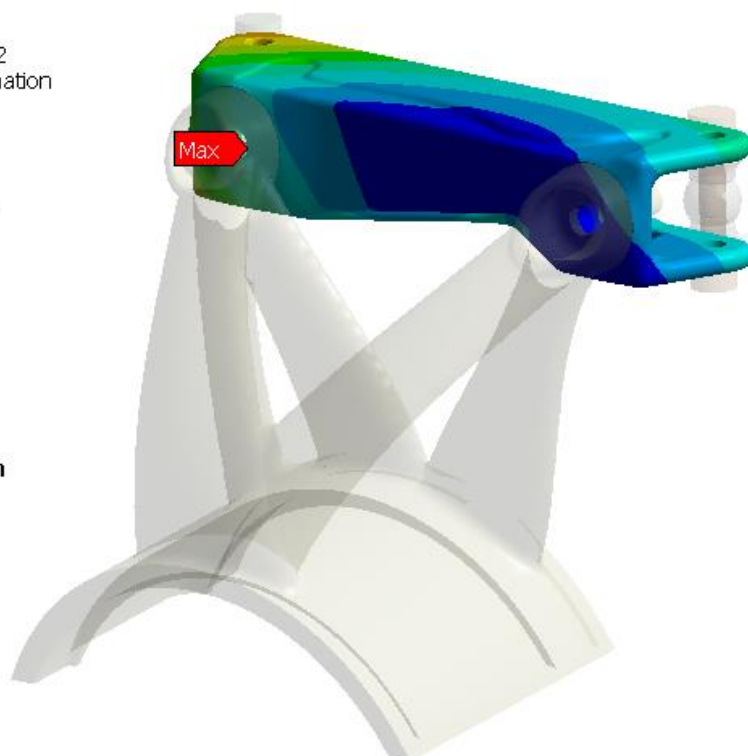
Jak si lze všimnout, průjezd zatáčkou je pro přírubu vyrobenou aditivní technologií nejnáročnější stav. Hodnoty napětí dosahují nejvyšších hodnot a zároveň zaujímají větší část objemu tělesa. Pokud se zaměříme na deformaci s hodnotou 0,17 mm, je možné potvrdit dostatečnou tuhost komponentu.



Obr. 102 Detaily okolí nejvyššího napětí příruby vyrobené aditivní technologií – průjezd zatáčkou

**Q: ZATÁČKA**  
 Total Deformation 2  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 6.5.2018 17:58

**0,17092 Max**  
 0,15671  
 0,1425  
 0,1283  
 0,11409  
 0,099886  
 0,08568  
 0,071474  
 0,057267  
**0,043061 Min**



Obr. 103 MKP deformační analýza pro přírubu vyrobenou aditivní technologií - průjezd zatáčkou



## PRŮJEZD ZATÁČKOU – PŘÍRUBA VYROBENÁ KONVENČNÍ METODOU

Z: ZATÁČKA

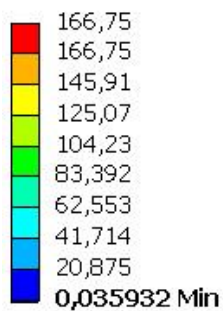
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

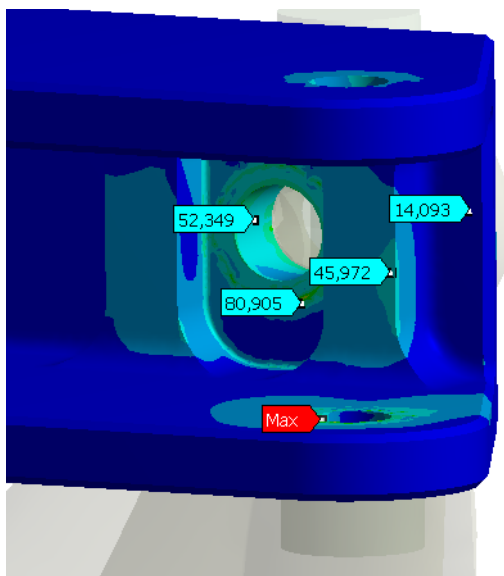
Unit: MPa

Time: 2

6.5.2018 18:22



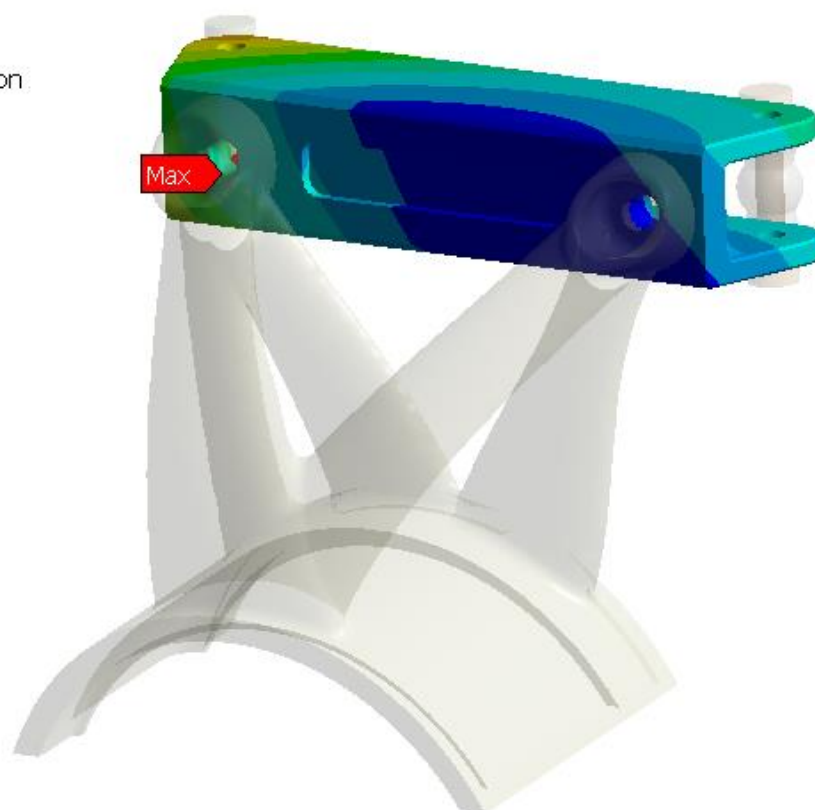
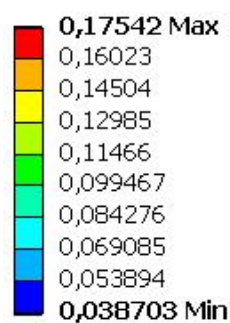
Obr. 104 MKP napěťová analýza pro přírubu vyrobenou konvenční metodou – průjezd zatáčkou



Obr. 105 Detaily okolí nejvyššího napětí příruby vyrobené konvenční metodou – průjezd zatáčkou

**Z: ZATÁČKA**

Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
6.5.2018 18:21



*Obr. 106 MKP deformační analýza pro přírubu vyrobenou konvenční metodou – průjezd zatáčkou*

Pro frézovanou přírubu mohu říci totéž. I zde se objevují největší hodnoty jak pro napětí, tak pro deformaci. Maximální deformace s hodnotou 0,175 mm je o něco málo větší než u varianty využívající topologickou optimalizaci. Rozdíl je téměř zanedbatelný, nicméně malý rozdíl to je.

## 4 POROVNÁNÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

V této části porovnám dosažené výsledky z celkového průběhu vývoje, včetně konstrukční části a simulací pomocí MKP a zjistím, zda-li jsem dosáhl cíleného závěru. V níže uvedených tabulkách jsou vyobrazeny hodnoty deformací, bezpečnosti a hmotnosti dílů. Pro zjištění bezpečnosti jsem použil hodnoty z napěťových analýz pro redukované napětí, kdy jsem do výsledku započítával pouze nejvyšší hodnoty, které se nevyskytovaly na ostrých hranách, v místech děr pro šrouby a jiné ostré kontaktní hrany, které nejsou odpovídajícím napětím vhodné pro výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti.

Tab. 9 Porovnání bezpečnosti a deformace pro jednotlivé typy těhlic

	Těhlice vyrobená aditivní technologií D8		Těhlice vyrobená konvenčním způsobem D8		Těhlice vyrobená konvenčním způsobem D7	
	Bezp.	Deformace	Bezp.	Deformace	Bezp.	Deformace
Akcelerace	4,5 [-]	0,16 [mm]	2,4 [-]	0,26 [mm]	2,8 [-]	0,38 [mm]
Brzdění	2,6 [-]	0,3 [mm]	1,7 [-]	0,3 [mm]	2,4 [-]	0,65 [mm]
Průjezd zatáčkou	1,7 [-]	0,36 [mm]	2 [-]	0,37 [mm]	2,8 [-]	0,42 [mm]

Tab. 10 Porovnání hmotností pro jednotlivé typy těhlic

	Těhlice vyrobená aditivní technologií D8	Těhlice vyrobená konvenčním způsobem D8	Těhlice vyrobená konvenčním způsobem D7
Materiál	AlMgSc	EN AW 7075 T6	EN AW 7075 T6
Hmotnost	433 [g]	494 [g]	400 [g]

Tab. 11 Porovnání bezpečnosti a deformace pro jednotlivé typy přírub

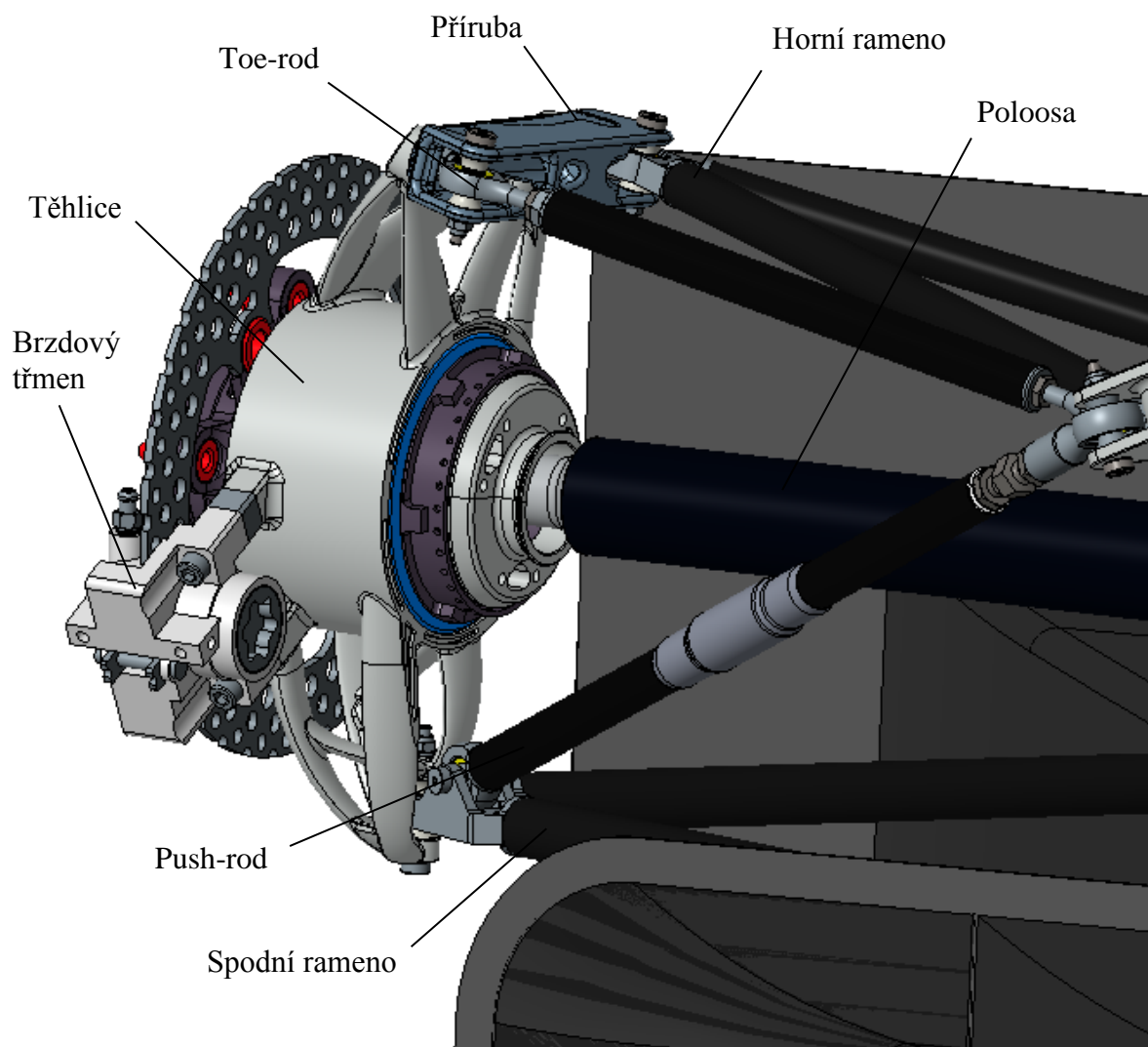
	Příruba vyrobená aditivní technologií		Příruba vyrobená konvenčním způsobem	
	Bezpečnost	Deformace	Bezpečnost	Deformace
Akcelerace	2,8 [-]	0,07 [mm]	5,7 [-]	0,07 [mm]
Brzdění	2,8 [-]	0,12 [mm]	5,1 [-]	0,12 [mm]
Průjezd zatáčkou	1,9 [-]	0,17 [mm]	3,6 [-]	0,18 [mm]

Tab. 12 Porovnání hmotností pro jednotlivé typy přírub

	Příruba vyrobená aditivní technologií	Příruba vyrobená konvenčním způsobem
Materiál	AlSi10Mg	EN AW 7075 T6
Hmotnost	105 [g]	123 [g]

## 5 ZAČLENENÍ DO CELKOVÉ SESTAVY VOZIDLA

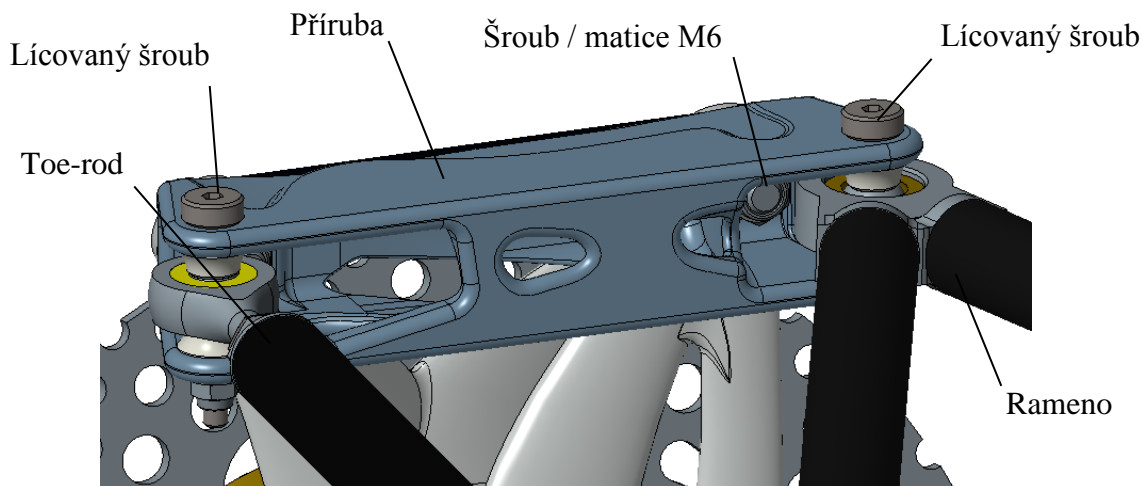
Sestava uložení zadního kola je, jak již bylo řečeno, připojená k rámu vozidla rameny a tzv. track rody, kterými je možné měnit sbíhavost kol. V průběhu části roku, kdy se monopost vyvíjí, se jednotlivé komponenty do celkové sestavy auta postupně doplňují a musí se dbát na to, aby mezi sebou jednotlivé komponenty nekolidovaly.



Obr. 107 Uložení zadního kola na vozidle

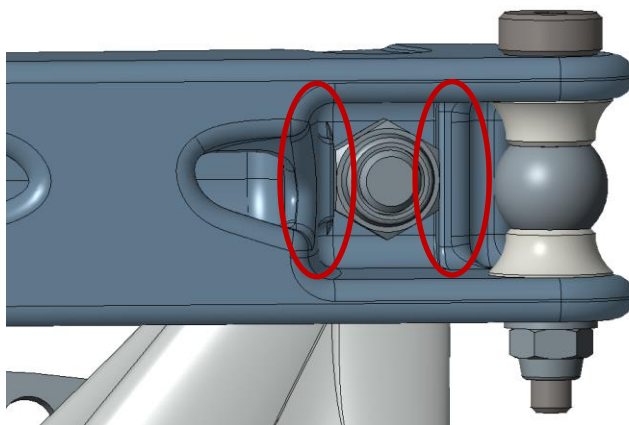
## 5.1 KRITICKÁ MÍSTA

Pro sestavu uložení zadního kola jsou kritickými místy horní a dolní uložení těhlice. Horním uchycením je myšleno připojení k hornímu ramenu a toe-rodu, spodním uložení ke spodnímu ramenu. Samotný toe-rod má poměrně malý obal ložiska. Naproti tomu ramena s lisovanými sférickými ložisky zabírají mnohem více prostoru.



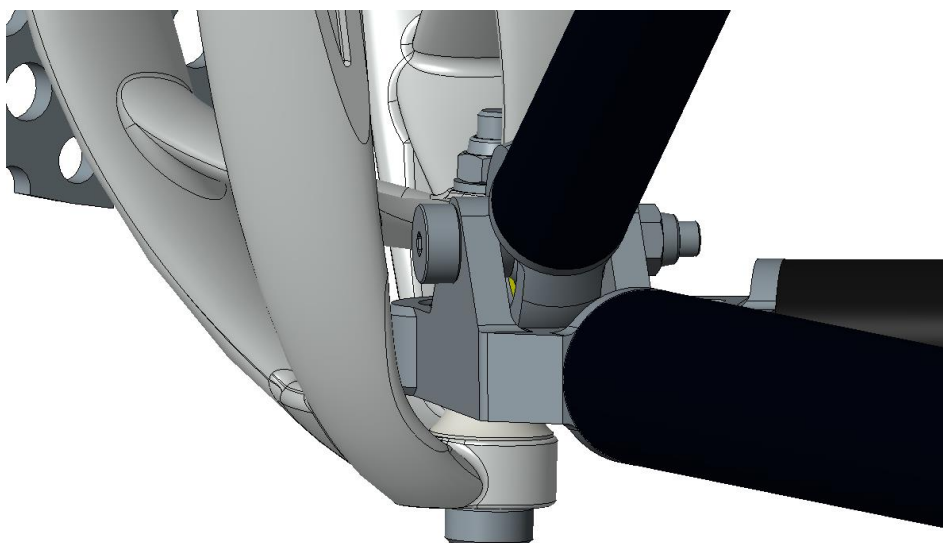
Obr. 108 Spojení příruby s ramenem a toe-rodem

Na obrázku lze vidět, jak je malý prostor mezi spojovacími šrouby, okem ramene a toe-rodu. Pro snazší změnu odklonu byla již na D7 zavedena drážka na přírubě, aby nebylo potřeba náradí z vnitřní strany pro zachycení pohybu matice [obr. 109].



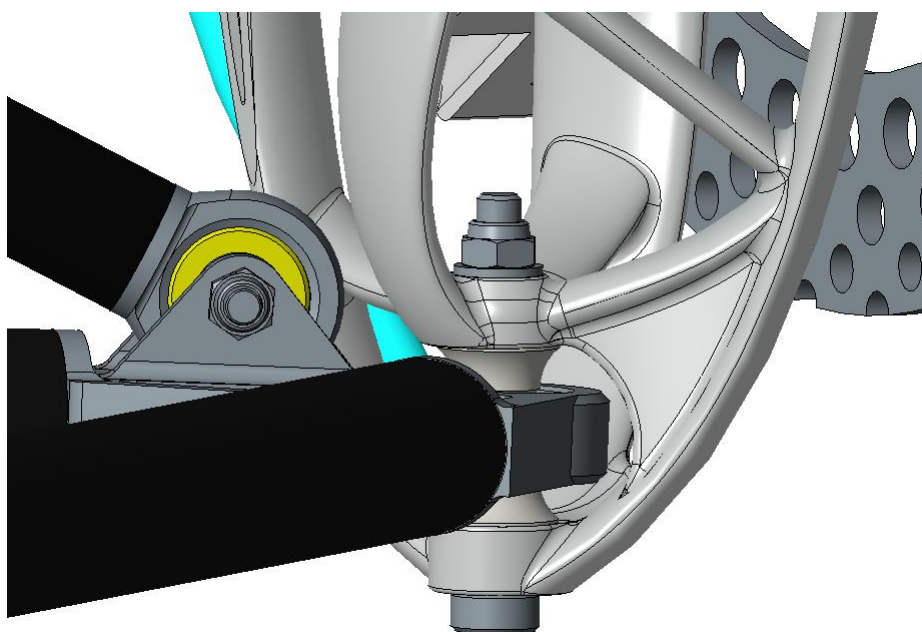
Obr. 109 Způsob zajištění matice, proti pootočení

Na spodním bodu těhlice bylo problémové vyhnout se kolizi hliníkové části ramene, které se rozšiřuje směrem ke karbonovým trubkám. Je nutné vzít na vědomí, že během testování se bude měnit sbíhavost kol.



*Obr. 110 Detail na uchycení spodního bodu těhlice – pohled směrem ven od auta*

Během modelování podpor, zajišťujících tuhost spodního bodu uchycení, bylo nutné brát ohled i na dolní část na tzv. oko ramene. Příkladem může být dvojité žebro, které zamezovalo otevírání spodního bodu během zatáčky. Bylo nutné jej upravit tak, aby při propružení kola nedošlo ke kolizi s ramenem [obr. 111].



*Obr. 111 Detail na uchycení spodního bodu těhlice – pohled směrem na zád' auta*



## ZÁVĚR

Mým cílem bylo s využitím topologické optimalizace navýšit tuhost těhlice v sestavě uložení zadního kola. S tím se neslo několik úskalí. Například volba správného materiálu, který i po tepelném zpracování bude mít vhodné mechanické vlastnosti pro naše použití. Je to dáno tím, že projekt Formula Student nemá nijak limitovanou hmotnost. Tím pádem jsou veškeré díly navrhovány na maximálním limitu a často se stává, že komponent podlehnou únavě materiálu. První volba padla na materiál slitiny titanu Ti6Al4V a slitiny hliníku AlSi10Mg. Titan se vyznačoval vysokou mezí kluzu. Naproti tomu jmenovaná slitina hliníku měla poloviční hustotu, tím pádem by výsledný díl vycházel hmotnostně lépe, byť s nižší bezpečností. Nakonec byl dle příležitosti zvolen nový materiál AlMgSc, který byl zlatým středem mezi jmenovanými. Mechanické vlastnosti se podobaly slitinám duralu, se kterými máme v oblasti použití pro komponenty podvozku zkušenosti již řadu let.

Dalším rozhodnutím bylo, zda se vyplatí zvětšit ložiska, která jsou užívána již od modelu D4. Původní myšlenkou bylo navýšení tuhosti a zároveň pokud zvětšíme průměr ložiska, naroste kruhová část těhlice a díky tomu se zredukuje materiál v podporách sahajících ke spodnímu a hornímu bodu uložení. Tato teorie se ukázala v daném případě jako mylná, nicméně když jsem porovnával ložský model těhlice pro vůz D7 a letošní, která je vyrobená konvenční metodou, pak se celková tuhost zvýšila o 35 %. Výsledkem je navýšení hmotnosti z původních 400 g na 494 g, ale ku prospěchu zvýšení tuhosti, která je u podvozku natolik důležitá. Není možné opomenout ani to, že hmotnost je ovlivněna i kinematickými body, které se výrazně změnily a celkově tak díl zvětšily. Důležité je také zmínit, že nově použitá ložiska jsou o 10 g těžší než jejich předchůdci.

V dalším kroku probíhala optimalizace dílu. V této části bylo potřeba se nejdříve naučit pracovat s novou metodikou postupu, která se trochu liší od klasické konstrukce, tak jak ji známe. Rovněž bylo zapotřebí najít vhodný způsob nastavení řešiče, který následně optimalizuje díl. Dalo by se říci, že tato část patřila k těm časově nejnáročnějším. Nakonec byl vybrán způsob, jenž mi vyhovoval jak z pohledu konstruktéra, kdy díl nabýval dojmu subtilní struktury, tak časové úspory v případě, pokud bude třeba něco dále pozměnit. Výsledný tvar byl následně převeden do CAD modeláře a přemodelován. Tento tvar byl dále zpětně zatížen, tentokrát s nelineárními kontakty a posouzen, zda vyhovuje. Daný proces byl několikrát opakován, dokud jsem nedosáhl požadovaného výsledku.

Výsledkem byla konečná hmotnost 433 g. Došlo k mírnému navýšení hmotnosti oproti ložskému typu pro vůz D7. Nicméně hmotnostním stropem bylo nepřekročit váhu 450 g, a tak se i stalo. Zároveň letošní model profituje z markantního nárůstu tuhosti. Nejedná se pouze o navýšení tuhosti v jednom nebo dvou cílených stavech, nýbrž ve všech. V ložském roce byla tuhost cílena především pro stav průjezdem zatáčky. Během testování se následně ukázalo, že v některých případech při nájezdu do zatáček, vlivem brzdění a příliš brzkého zablokování kol, se auto chovalo nekontrolovaně. Nízká tuhost těhlice tomuto jevu mohla jen přihoršit. Výsledkem je tedy navýšení celkové tuhosti těhlice ve stavu akcelerace o 42 %, ve stavu, kdy vozidlo začne brzdít je nárůst o celých 50 % a při průjezdu zatáčkou o 25 %. S výsledkem mohu být spokojen. Pokud porovnáím bezpečnost, pak ano, nejnižší hodnota 1,7 byla právě u obou modelů pro vůz D8. Jedná se však o navrhování komponentů určených pro vozy Formula Student, kdy tratě této závodní disciplíny jsou relativně hladké, bez velkých výmolů. Dále, vozidlo nepřekročí celkový nájezd 1 000 km za celou sezónu. A i proto mohu říci, že nejnižší dosažená bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti 1,7 vyhovuje.

Dále, po dokončení návrhu a konstrukce těhlice, jsem si položil otázku, zda je možné profitovat z využití topologické optimalizace i v případě horní příruby. Způsob jakým byla navrhována pro konvenční metodu, tedy frézováním, byl již na limitu ve využití minima materiálu pro docílení akceptovatelné tuhosti. Odpověď zní ano. Již frézovaný díl měl vzhledem k meznímu stavu pružnosti zbytečně vysokou bezpečnost. Odebrat více materiálu by ale nebylo řešením, jak bylo zmíněno. Proto byl díl od začátku koncipován pro materiál AlSi10Mg. Materiál má značně nižší mechanické vlastnosti než AlMgSc nebo řadu let používaný EN AW 7075 T6. S využitím topologické optimalizace by však mělo dojít k optimálnímu rozmístění materiálu na potřebných místech a tím ke snížení hmotnosti, zároveň k zachování dosavadní tuhosti a povolené bezpečnosti. Výsledný optimalizovaný díl dosahuje stejné tuhosti, jako je tomu u frézované verze. Hmotnost se přitom snížila z původních 123 g na 105 g, procentuálně tedy – o 14 % původní hmotnosti. Nejnižší hodnota koeficientu bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti je 1,9.



*Obr. 112 Částečná sestava uložení zadního kola*

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Formula SAE. *FSAEOnline: Formula SAE* [online]. SAE international [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [2] Formula Student Germany: International designe competition. *Formulastudent.de: Registered teams FSG 2017* [online]. Langenhagen, Germany, 2017 [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/teams/registered/2018/>
- [3] Formula Student Germany: International designe competition. *Formulastudent.de: PR & Media* [online]. Langenhagen, Germany, 2017 [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <https://media.formulastudent.de/2017/>
- [4] JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA, Jiří. *Automobily (1): Podvozky*. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [5] PATTNI, Vijay. TopGear. *New Lamborghini's suspension revealed*. [online]. Velká Británie, 2011, 25 January 2011 [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <https://www.topgear.com/car-news/new-lamborghinis-suspension-revealed>
- [6] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [7] Fédération Internationale de l'Automobile. *2018 Formula one technical regulations*. 2017.
- [8] COLLINS, Sam. McLaren MP4-30. In: *Racecar - Engeneering* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.racecar-engineering.com/cars/mclaren-mp4-30/>
- [9] Citroën racing boutique. *E13 Gravel upright* [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: [http://boutique.citroenracing.com/product.php?id\\_product=7129&id\\_lang=1](http://boutique.citroenracing.com/product.php?id_product=7129&id_lang=1)
- [10] SOMMER, Jiří. *Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Student*. Praha, 2017. Diplomová práce. České Vysoké Učení Technické v Praze. Vedoucí práce Michal Vašíček.
- [11] Renishaw. *Data sheets - Additive manufacturing* [online]. [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <http://www.renishaw.com/en/data-sheets-additive-manufacturing--17862>
- [12] APWORKS. *Scalmalloy®* [online]. [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <http://www.apworks.de/en/scalmalloy/>
- [13] DRIVE2.RU. *Подвеска Push-rod u Pull-rod*. [online]. 2014, 2014 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: <https://www.drive2.ru/b/1211638/>
- [14] PORTEŠ, Petr. *Dynamika vozidel*. Brno.
- [15] SKF.com. [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: <http://www.skf.com/>

- [16] Formula Student Germany: International design competition. *Formulastudent.de: Rules & Important Documents* [online]. Germany, 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A_{xa}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Podélné zrychlení při akceleraci
$A_{xb}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Podélné zrychlení při deceleraci
$A_{xc}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Příčné zrychlení průjezdem zatáčkou
$b$	[mm]	Vodorovná poloha těžiště
$Bez.p.$	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
$D4$	[-]	Dragon 4
$D7$	[-]	Dragon 7
$D8$	[-]	Dragon 8
$D_1$	[mm]	Vnější průměr bývalého ložiska
$d_1$	[mm]	Vnitřní průměr bývalého ložiska
$D_2$	[mm]	Vnější průměr nově použitého ložiska
$d_2$	[mm]	Vnitřní průměr nově použitého ložiska
$Fr_a$	[N]	Pohonná síla ve vodorovném směru
$Fr_b$	[N]	Brzdná síla
$Fr_c$	[N]	Boční síla působící na styku pneumatiky s vozovkou
$Fv_b$	[N]	Brzdná síla na třmenu
$Fx_b$	[N]	Brzdná síla na třmenu v ose x
$Fy_b$	[N]	Brzdná síla na třmenu v ose y
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$h$	[mm]	Vertikální poloha těžiště
$L$	[mm]	Rozvor náprav
$M$	[Kg]	Hmotnost vozidla s řidičem
$Mb$	[N.mm]	Brzdný moment na třmenu
$MKP$	[-]	Metoda konečných prvků
$Rb$	[mm]	Poloměr ke středu brzdového kotouče
$W$	[N]	Tíha vozidla
$Wr_a$	[N]	Dynamické zatížení zadní nápravy při akceleraci
$Wr_b$	[N]	Dynamické zatížení zadní nápravy při brzdění
$Wr_{bm}$	[N]	Zatížení zadní nápravy při přejezdu přes velkou nerovnost
$Wr_c$	[N]	Dynamické zatížení zadní nápravy při průjezdu zatáčkou
$\beta$	[°]	Úhel sklonu třmene vůči vodorovné ose
$\mu_d$	[-]	Dynamický koeficient tření